



SKRIPSI - ME 141501

PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI CONTRA ROTATING PROPELLERS

DAVID MAHENDRA PUTRA
NRP. 0421144000044

Dosen Pembimbing
Ir. Amiadji, M.Sc
Irfan Syarif Arief, ST., MT.

DEPARTEMEN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018



FINAL PROJECT - ME 141501

PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI CONTRA ROTATING PROPELLERS

**DAVID MAHENDRA PUTRA
NRP. 0421144000044**

**Supervisor
Ir. Amiadji, M.Sc.
Irfan Syarif Arief, ST., MT.**

**DEPARTMENT OF MARINE ENGINEERING
Faculty of Marine Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI CONTRA ROTATING PROPELLERS

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi *Marine Manufacturing and Design* (MMD)
Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh

DAVID MAHENDRA PUTRA

NRP. 0421144000044

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Ir. Amiadji, M.Sc.
NIP. 196103241988031001

()

Irfan Syarif Arief, ST., MT.
NIP. 196912251997021001

()

**SURABAYA
JULI 2018**

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

LEMBAR PENGESAHAN

PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI CONTRA ROTATING PROPELLERS

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi *Marine Manufacturing and Design* (MMD)

Program Studi S-1 Departemen Teknik Sistem Perkapalan

Fakultas Teknologi Kelautan

Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

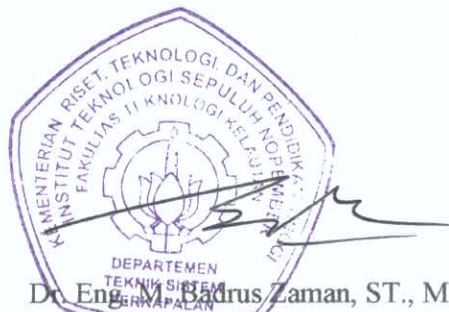
Oleh

DAVID MAHENDRA PUTRA

NRP. 0421144000044

Disetujui oleh:

Kepala Departemen Teknik Sistem Perkapalan



Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT.

NIP. 19770802 2008 01 1007

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

PERANCANGAN MEKANISME SISTEM TRANSMISI CONTRA ROTATING PROPELLERS

Nama : David Mahendra Putra
NRP : 04211440000044
Departemen : Teknik Sistem Perkapalan
Dosen Pembimbing 1 : Ir. Amiadji, M.Sc.
Dosen Pembimbing 2 : Irfan Syarif Arief, ST., MT.

ABSTRAK

Secara umum sistem penggerak di kapal terdiri dari tiga komponen utama, yaitu motor penggerak utama, sistem transmisi dan alat gerak. Ketiga komponen sistem penggerak ini dipengaruhi oleh jenis kapal berdasarkan fungsinya dan tugas operasionalnya. Sebagai contoh kapal ikan umumnya memiliki tiga pola operasional, yaitu pencarian ikan, pengejaran ikan dan penangkapan ikan. guna memenuhi kebutuhan tersebut maka kapal ikan harus memiliki sistem propulsi yang handal. Salah satu komponen penggerak kapal yang dapat dikembangkan adalah sistem transmisi, dalam hal ini adalah *gear box*. *Gear box* berfungsi untuk menambah atau mengurangi putaran dan merubah arah putaran. Kebanyakan *gear box* berfungsi untuk mengurangi kecepatan putaran propeller. Salah satu jenis penggerak kapal yang dikembangkan adalah *contra rotating propellers*. Baling – baling ini mempunyai *dual-coaxial propellers* yaitu dua propeller yang dipasang dalam satu sumbu poros, yang tersusun satu didepan yang lainnya dan berputar saling berlawanan arah. *Contra rotating propellers* memiliki efisiensi diatas *single screw propeller*. Untuk mendukung performa lebih handal, maka perlu dilakukan pengembangan terkait sistem propulsinya. Oleh karena itu dilakukan perancangan mekanisme sistem transmisi *contra rotating propellers* untuk kapal ikan ukuran 30 GT dengan mesin bertenaga 120 HP. Dengan dilakukan perhitungan dan perencanaan didapatkan hasil *gear box* untuk *contra rotating propellers* adalah menggunakan roda gigi miring dan roda gigi kerucut.

Kata kunci : Sistem transmisi, *Gear box*, *Contra rotating propellers*

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

DESIGN MECHANISM OF TRANSMISSION SYSTEM CONTRA ROTATING PROPELLERS

Nama : David Mahendra Putra
NRP : 0421144000044
Department : Marine Engineering
Supervisor 1 : Ir. Amiadji, M.Sc.
Supervisor 2 : Irfan Syarif Arief, ST., MT.

ABSTRACT

Ship's propulsion system consists of three main components. They are main engine, transmission system and propulsor. These components influenced by the type of vessel based on its function and operational. For example, fishing vessels have three operational, there are search fishes, pursuit the fish and fishing. The operational conditions are related to their function, to meet those requirements, they must have a reliable propulsion system. Either, the propulsion components that can be developed is the transmission system, that is gear box. Gearbox used to increase or decrease rotation and change the direction. Most of gear boxes work to reduce the speed of the propeller rotation. One type of this system is contra rotating propellers. These propellers have double coaxial propellers with two propellers mounted in a single axis which are arranged each other and have an opposite directions. The efficiency of this type is higher than single screw propeller. For better performance, it is necessary to develop a propulsion system. This research is to study the performance doing the mechanism designed of transmission system the propeller rotates for 30 GT with 120 HP vessel. The calculation and improvement of the gearbox results for contra rotating propellers are using the helical gears and bevel gear.

Keywords : Transmission system, Gear Box, Contra rotating propellers

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT dengan segala rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan skripsi dengan judul “**Perancangan Mekanisme Sistem Transmisi Contra Rotating Propellers**”. Laporan ini disusun untuk memenuhi mata kuliah skripsi Departemen Teknik Sistem Perkapalan FTK-ITS.

Dalam proses penyusunan dan pengerjaan skripsi ini, penulis mendapat bantuan dan dukungan yang sangat berarti dari berbagai pihak. Oleh karena itu penulis mengucapkan terima kasih khususnya kepada:

1. Orang tua yang mendukung penuh baik secara lahir maupun batin
2. Bapak Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST., MT. selaku Ketua Departemen Teknik Sistem Perkapalan
3. Bapak Ir. Amiadji, M.Sc dan Bapak Irfan Syarif Arief, ST., MT. Selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu dan kesabarannya untuk membimbing penulis serta memberi arahan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak – bapak dosen dan teknisi Lab MMD yang selalu ada untuk melayani mahasiswa dan member tugas akhir MMD.
5. Mas Ilham yang sudah banyak membantu dalam hal menurunkan rumus – rumus perhitungan elemen mesin
6. Cak Yet selaku imam besar kos KG 87 (RomoYet Indekost) yang selalu siap mendengarkan curhatan penulis dan memberikan solusi.
7. Tim tugas akhir dari kos KG 87 (Mas Teja, Stifen, Raka, Deni, Brillli, Deva, Rendi dan lainnya) yang sudah banyak membantu demi terselesaikannya tugas akhir ini.
8. Teman – teman Mercusuar 14 kos KG 87 (Bahrul, Adi, Jangka, Saiful, Ikbar, Wafiq, dan Alam) yang sudah berjuang bersama di sini.
9. Pengurus dan member tugas akhir lab MMD yang sudah banyak membantu dan bersama-sama dalam mengerjakan tugas akhir ini
10. Teman – teman satu angkatan “Mercusuar 14” yang sudah banyak membantu (Ajar, Azka, dan lainnya) yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu semoga sukses semuanya

Mohon maaf jika ada kesalahan dan kekurangan dalam tugas akhir ini. Terima kasih.

Surabaya, Juli 2018

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	iii
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK	vii
ABSTRACK	ix
KATA PENGANTAR.....	xi
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan	2
1.5 Manfaat	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	3
2.1 Contra Rotating Propellers	3
2.2 Roda Gigi	3
2.3 Klasifikasi Roda Gigi	4
2.3.1 Berdasarkan letak poros.....	4
2.3.2 Berdasarkan arah putaran.....	5
2.3.3 Berdasarkan bentuk jalur gigi	5
2.4 Mekanisme Sistem Transmisi Contra Rotating.....	11
2.5 Geometri Roda Gigi	12
2.6 Rumus Dasar Roda Gigi	13
2.7 Basic Dynamic Load Bearing	23
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	25
3.1 Umum.....	25
3.2 Identifikasi dan Perumusan Masalah	26
3.3 Studi Literatur.....	26
3.4 Perencanaan Mekanisme Sistem Transmisi Contra Rotating	26
3.5 Perhitungan dan Desain Roda Gigi.....	26
3.6 Perhitungan dan Pemilihan Bahan Poros	26
3.7 Pembuatan Model.....	26
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	27
4.1 Umum.....	27
4.2 Pengumpulan Data.....	27
4.2.1 Menentukan daya maksimum	27
4.2.2 Menentukan RPM Mesin.....	28
4.2.3 Merencanakan Dimensi Gear Box	28
4.3 Perancangan Gear Box	29
4.3.1 Sistem Transmisi Alternatif 1	29

4.3.2 Sistem Transmisi Alternatif 2	64
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	91
5.1 Kesimpulan.....	91
5.2 Saran.....	91
DAFTAR PUSTAKA.....	93
LAMPIRAN 1	95
LAMPIRAN 2.....	105
LAMPIRAN 3.....	113
BIODATA PENULIS.....	125

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1. Baling – Baling Jenis Contra Rotating Propellers	1
Gambar 2. Pola Aliran Contra Rotating Propellers.....	3
Gambar 3. Roda Gigi Lurus	5
Gambar 4. Roda Gigi Lurus	6
Gambar 5. Roda Gigi Dalam	6
Gambar 6. Roda Gigi Rack dan Pinion	6
Gambar 7. Roda Gigi Permukaan.....	7
Gambar 8. Roda Gigi Miring.....	7
Gambar 9. Roda Gigi Miring Biasa.....	8
Gambar 10. Roda Gigi Miring Silang.....	8
Gambar 11. Roda Gigi Miring Ganda	8
Gambar 12. Roda Gigi Kerucut (<i>bevel gear</i>).....	9
Gambar 13. Roda Gigi Kerucut Lurus.....	9
Gambar 14. Roda Gigi Kerucut Miring	10
Gambar 15. Roda Gigi Kerucut Hypoid	10
Gambar 16. Roda Gigi Cacing Silindris	10
Gambar 17. Roda Gigi Cacing Globoid	11
Gambar 18. Mekanisme Transmisi Contra Rotating Propellers Tipe Helical Gear dengan 2 Penggerak	11
Gambar 19. Mekanisme Transmisi Contra Rotating dan Penggerak dengan Paralel Gear untuk Reduksi yang Pertama dan Planetary yang Kedua	12
Gambar 20. Mekanisme Transmisi Contra Rotating Satu Penggerak dengan Planetary Gear.....	12
Gambar 21. Bentuk Gigi Involut	12
Gambar 22. Geometri Gigi.....	13
Gambar 23. Parameter Pinion yang Menggerakkan Gear	14
Gambar 24. Standar Diametral Pitch	17
Gambar 25. Fitur Roda Gigi yang Meshing	18
Gambar 26. Pressure Angle (Sudut Tekan)	20
Gambar 27. Variasi Sudut Tekan	20
Gambar 28. Flow Chart Penelitian	25
Gambar 29. Spesifikasi Advance Gear Box	28
Gambar 30. Sket Rancangan Sistem Transmisi Alternatif 1	29
Gambar 31. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 1 Sistem Transmisi Alternatif 1	42
Gambar 32. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 2 Sistem Transmisi Alternatif 1	50
Gambar 33. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 3 Sistem Transmisi Alternatif 1	54
Gambar 34. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 4 Sistem Transmisi Alternatif 1	58

Gambar 35. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 5 Sistem Transmisi Alternatif 1	62
Gambar 36. Mekanisme Sistem Transmisi Alternatif 2	65
Gambar 37. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 1 Sistem Transmisi Alternatif 2	76
Gambar 38. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 2 Sistem Transmisi Alternatif 2	81
Gambar 39. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 3 Sistem Transmisi Alternatif 2	87
Gambar 40. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 1 Sistem Transmisi Alternatif 1	97
Gambar 41. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 2 Sistem Transmisi Alternatif 1	98
Gambar 42. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 3 Sistem Transmisi Alternatif 1	99
Gambar 43. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 4 Sistem Transmisi Alternatif 1	100
Gambar 44. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 5 Sistem Transmisi Alternatif 1	101
Gambar 45. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 1 Sistem Transmisi Alternatif 2	102
Gambar 46. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 2 Sistem Transmisi Alternatif 2	103
Gambar 47. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 3 Sistem Transmisi Alternatif 2	104
Gambar 48. Tampak Isometrik pada Sistem Transmisi Alternatif 1	107
Gambar 49. Tampak Samping pada Sistem Transmisi Alternatif 1	107
Gambar 50. Tampak Atas pada Sistem Transmisi Alternatif 1	108
Gambar 51. Proyeksi Tampak Atas Sistem Transmisi Alternatif 1	108
Gambar 52. Proyeksi Tampak Samping Sistem Transmisi Alternatif 1	109
Gambar 53. Proyeksi Isometrik Sistem Transmisi Alternatif 1	110
Gambar 54. Tampak Isometrik pada Sistem Transmisi Alternatif 2	111
Gambar 55. Tampak Samping pada Sistem Transmisi Alternatif 2	111
Gambar 56. Tampak Atas pada Sistem Transmisi Alternatif 2	111
Gambar 57. Proyeksi Isometrik Sistem Transmisi Alternatif 2	112

DAFTAR TABEL

Tabel 1. Klasifikasi Roda Gigi	4
Tabel 2. Standar Modul	16
Tabel 3. Standar Ukuran Gigi.....	19
Tabel 4. Perhitungan Rasio Gearbox Transmisi Alternatif 1	30
Tabel 5. Jumlah Gigi pada Transmisi Alternatif 1	39
Tabel 6. Perhitungan Roda Gigi	39
Tabel 7. Beban operasional Poros Sistem Transmisi Alternatif 1	63
Tabel 8. Design Life Sistem Transmisi Alternatif 1	64
Tabel 9. Basic Dynamic Load Rating Sistem Transmisi Alternatif 1	64
Tabel 10. Required Basic Dynamic Load Rating Sistem Transmisi Alternatif 2	64
Tabel 11. Perhitungan Rasio Gear Box Transmisi 2.....	65
Tabel 12. Beban Operasional Poros Sistem Transmisi Alternatif 2	88
Tabel 13. Design Life Sistem Transmisi Alternatif 1	88
Tabel 14. Basic Dynamic Load Rating Sistem Transmisi Alternatif 2	89
Tabel 15. Required Basic Dynamic Load Rating	89
Tabel 16. Wear Load Factor.....	115
Tabel 17. Nilai Form Factor Lewis	116
Tabel 18. Material Mekanis dari Plain Carbon dan Alloy Steel	119
Tabel 19. Pemilihan Bearing	121
Tabel 20. Desain Life	124
Tabel 21. Faktor Life dan Kecepatan	124

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan oleh (Muhyi, 2010) efisiensi propeller meningkat sebesar 7,591% dengan menggunakan contra rotating propeller dibandingkan efisiensi single screw propeller. Begitu juga dengan (ABB, 2018) yang sedang mengembangkan sistem penggerak Azipod Contra Rotating Propeller yang dapat meningkatkan efisiensi hingga 15% dibandingkan teknologi propulsi lainnya. Apabila ditinjau berdasarkan grafik efisiensi optimal untuk berbagai jenis alat penggerak kapal, maka hasil penelitian tersebut tergolong bagus (Harvald, 1983).

Menurut Adji (2006) Contra Rotating Propellers adalah jenis baling – baling yang mempunyai dual-coaxial propellers yang dipasang dalam satu sumbu poros, yang tersusun satu didepan yang lainnya dan berputar saling berlawanan arah. Baling – baling jenis ini dapat menyelamatkan energi sekitar 15% dari dayanya akibat permasalahan energi rotasional yang mungkin hilang jika menggunakan single screw propeller yang biasa. Jenis baling – baling ini dapat digunakan pada small outboard units.



Gambar 1. Baling – Baling Jenis Contra Rotating Propellers
(Adji, 2006)

Umumnya sistem propulsi kapal terdiri dari tiga komponen utama, yaitu : (1) Motor Penggerak Utama (Main Engine); (2) Sistem Transmisi; dan (3) Alat Gerak (Propulsor). Ketiga komponen sistem propulsi ini dipengaruhi oleh fungsi kapal dan misi yang operasionalnya. Contohnya kapal ikan umumnya memiliki tiga pola operasional, yaitu (1) Pencarian ikan, kapal mencari gerombolan ikan biasanya beroperasi dengan kecepatan sekitar 8 – 12 knots; (2) Pengejaran ikan, kapal bergerak lebih cepat menuju posisi ikan biasanya melaju dengan kecepatan sekitar 16 – 20 knots; (3) Penangkapan ikan, kapal sedang menarik jaring penangkap ikan, melaju sekitar 6 knots (Adji, 2006).

Dengan kondisi operasional yang fleksibel, guna memnuhi kebutuhan tersebut maka kapal ikan harus memiliki sistem propulsi yang handal yang dapat memberikan keuntungan teknis maupun ekonomis. Salah satu komponen propulsi kapal yang dapat dikembangkan adalah sistem transmisi, dalam hal ini adalah gearbox. Arafiiq (2012) mendefinisikan gearbox adalah komponen dari suatu mesin yang berupa rumah untuk

roda gigi. Gearbox dapat berfungsi menambah atau mengurangi putaran dan merubah arah putaran. Namun di kapal kebanyakan gearbox berfungsi untuk mengurangi kecepatan putaran propeller.

Untuk mendukung performa kapal ikan supaya lebih handal, maka perlu dilakukan pengembangan terkait sistem propulsinya. Dalam hal ini sistem transmisi yaitu gearbox. Oleh karena itu akan dilakukan perancangan mekanisme sistem transmisi contra rotating propellers untuk kapal ikan ukuran sekitar 30 GT dengan mesin bertenaga 120 HP.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan utama yang akan diteliti adalah perancangan mekanisme sistem transmisi contra rotating propellers, yang berkaitan dengan perhitungan roda gigi dan perhitungan poros, dimensi gearbox, serta arah putaran poros output 1 clockwise (CW) dan poros output 2 counter clockwise (CCW). Poros output 1 dan poros output 2 memiliki kecepatan putar yang sama yaitu sebesar 698 RPM. Maka yang menjadi permasalahan dalam tugas akhir ini adalah :

- a. Bagaimana rancangan mekanisme sistem transmisi contra rotating propellers untuk mesin 120 HP dengan output putaran 698 RPM?

1.3 Batasan Masalah

Untuk menegaskan dan lebih memfokuskan permasalahan yang akan dianalisa dalam penelitian tugas akhir ini, maka akan dibatasi permasalahan – permasalahan sebagai berikut:

- a. Tidak menghitung pemilihan engine
- b. Tidak memperhitungkan tahanan
- c. Tidak memperhitungkan tipe propeller
- d. Tidak menghitung Engine Propeller Matching
- e. Tidak memperhitungkan panjang poros dari engine sampai propeller
- f. Analisa biaya tidak diperhitungkan

1.4 Tujuan

Untuk menjawab permasalahan di atas, penulisan tugas akhir ini mempunyai tujuan sebagai berikut :

- a. Mengetahui rancangan mekanisme sistem transmisi contra rotating propellers untuk mesin 120 HP dengan output putaran 698 rpm

1.5 Manfaat

Manfaat yang diperoleh dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Dapat mengetahui perhitungan dan gambaran mekanisme sistem transmisi contra-rotating propellers
- b. Memberikan sumbangsi ilmiah yang berkaitan dengan perancangan sistem transmisi contra-rotating propellers
- c. Sebagai bahan referensi bagi penelitian berikutnya yang berkaitan dengan masalah perancangan sistem transmisi contra-rotating propellers

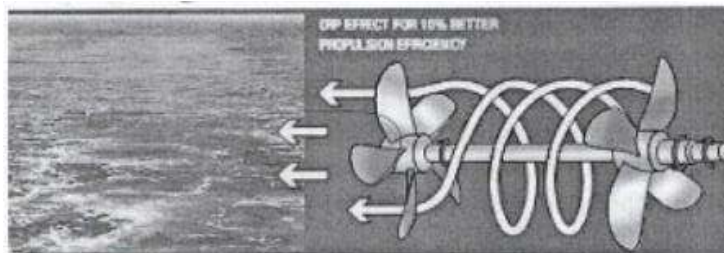
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Contra Rotating Propellers

Merupakan jenis baling –baling yang mempunyai dua propeller yang dipasang pada sumbu poros yang sama. Propeller yang satu dipasang di belakang propeller yang lainnya. Kedua propeller berputar berlawanan arah. Keuntungan yang didapat dari jenis propulsi ini adalah keuntungan hidrodinamis mengenai masalah penyelamatan energi rotasional slip stream yang mungkin hilang apabila menggunakan sistem penggerak single screw propeller biasa. Jenis penggerak ini dapat menyelamatkan energi sekitar 15% dari dayanya (Adji, 2006).

Contra rotating propellers biasanya digunakan pada small outboard units. Baling - baling ini mempunyai sistem gaya dorong yang tidak biasa, yaitu baling – baling belakang memulihkan lost energy akibat aliran yang terjadi di belakang baling – baling depan dan merubahnya menjadi gaya dorong. Hal ini dapat menambah efisiensi yang lebih tinggi dari propeller yang diperoleh akibat beban yang ditanggung oleh masing – masing propeller berkurang. Gambar 2 berikut merupakan pola aliran yang terjadi pada contra rotating propellers.



Gambar 2. Pola Aliran Contra Rotating Propellers
(Muhyi, 2010)

2.2 Roda Gigi

Roda gigi atau gears adalah roda silinder dengan gigi – gigi yang digunakan untuk mentransmisikan gerak dan daya dari suatu poros yang berputar ke poros yang lain (Mott, 2004). Sedangkan menurut Sularso & Suga (2002) Dua buah roda dengan bentuk kerucut atau silinder yang saling bersinggungan pada kelilingnya guna mentransmisikan daya besar dan putaran yang tepat dengan dibuat bergerigi pada kelilingnya sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi – gigi dari kedua roda, disebut roda gigi.

Kebanyakan roda gigi digunakan untuk merubah kecepatan putar dari motor penggerak (*input*) ke poros (*output*). Beberapa dari jenis – jenis roda gigi yang sering digunakan adalah roda gigi lurus (*spur gears*), roda gigi miring (*helical gears*), roda gigi kerucut (*bevel gears*), dan roda gigi cacing (*worm gears*).

2.3 Klasifikasi Roda Gigi

Menurut Sularso & Suga (2002) bahwa roda gigi dapat diklasifikasikan berdasarkan :

- Letak poros
- Arah putaran
- Bentuk jalur gigi

2.3.1 Berdasarkan letak poros

Berdasarkan letak poros, arah putaran, dan bentuk jalur gigi, maka roda gigi diklasifikasikan seperti pada Tabel 1 berikut. Menurut Sularso & Suga (2002) bahwa roda gigi yang mana giginya berjajar pada dua bidang silinder disebut roda gigi dengan poros sejajar. Roda gigi yang paling dasar dengan jalur gigi yang sejajar poros disebut roda gigi lurus.

Tabel 1. Klasifikasi Roda Gigi
(Adji, 2006)

Letak Poros	Rodagigi	Keterangan
Rodagigi dengan poros sejajar	Rodagigi lurus	Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi
	Rodagigi miring	
	Rodagigi miring ganda	
	Rodagigi luar	Arah putaran berlawanan Arah putaran sama Gerakan lurus dan berputar
	Rodagigi dalam dan pinion	
	Batang gigi dan pinion	
Rodagigi dengan poros berpotongan	Rodagigi kerucut lurus	Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi
	Rodagigi kerucut spiral	
	Rodagigi kerucut zerol	
	Rodagigi kerucut miring	
	Rodagigi kerucut miring ganda	
	Rodagigi permukaan dengan poros berpotongan	Rodagigi dengan poros berpotongan berbentuk istimewa
Rodagigi dengan poros silang	Rodagigi miring silang	Kontak gigi Gerak lurus dan berputar
	Batang gigi miring silang	
	Rodagigi cacing silindris	
	Rodagigi cacing selubung ganda	
	Rodagigi cacing samping	
	Rodagigi hiperboloid	
	Rodagigi hipoid	
	Rodagigi permukaan silang	

Roda gigi yang mempunyai jalur gigi yang membentuk ulir pada silinder jarak bagi disebut roda gigi miring. Jumlah pasangan gigi yang membuat kontak serentak

atau biasa disebut perbandingan kontak pada roda gigi miring lebih besar dibandingkan roda gigi lurus, sehingga momen yang berpindah melalui gigi – gigi dapat berlangsung lebih halus.

2.3.2 Berdasarkan arah putaran

Roda gigi berdasarkan arah putaran yaitu :

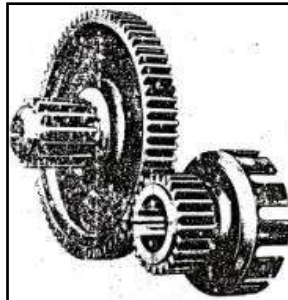
- Roda gigi luar : arah putaran berlawanan
- Roda gigi dalam dan pinion : arah putaran sama

2.3.3 Berdasarkan bentuk jalur gigi

Roda gigi berdasarkan bentuk jalur gigi dapat diklasifikasikan sebagai berikut.

A. Roda Gigi Lurus (*Spur Gear*)

Roda gigi dengan jalur gigi yang sejajar poros merupakan roda gigi paling dasar (Sularso & Suga, 2002). Dibandingkan dengan jenis yang lain, roda gigi ini mudah dalam proses pengerjaannya. Cocok untuk sistem transmisi dengan keliling yang besar. Gambar 3 berikut merupakan roda gigi lurus.



Gambar 3. Roda Gigi Lurus
(Arafiq, 2012)

Macam – macam roda gigi lurus :

1. Roda gigi lurus luar (*external gearing*)

Pasangan roda gigi ini dapat digunakan untuk menaikkan atau menurunkan dengan arah yang berlawanan. Roda gigi lurus luar dapat dilihat pada Gambar 2.3.

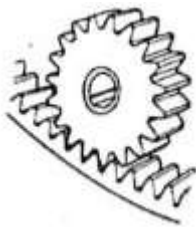
Gambar 4 berikut adalah roda gigi lurus luar



Gambar 4. Roda Gigi Lurus
(Sularso & Suga, 2002)

2. Roda gigi dalam (*internal gearing*)

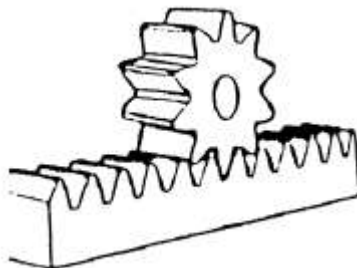
Pemakaiannya adalah jika diinginkan alat transmisi yang berukuran kecil dengan perbandingan reduksi besar (Sularso & Suga, 2002). Roda gigi dalam ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar 5. Roda Gigi Dalam
(Sularso & Suga, 2002)

3. Roda Gigi Rack and Pinion

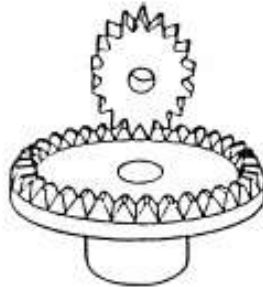
Berupa pasangan antara batang gigi dan pinion yang dapat digunakan untuk merubah gerakan putar menjadi lurus atau sebaliknya (Sularso & Suga, 2002). Roda gigi Rack and Pinion ditunjukkan pada Gambar 6.



Gambar 6. Roda Gigi Rack dan Pinion
(Sularso & Suga, 2002)

4. Roda Gigi Permukaan

Merupakan roda gigi yang memiliki dua sumbu saling berpotongan dengan sudut sebesar 90° . Roda gigi permukaan ditunjukkan pada Gambar 7.



Gambar 7. Roda Gigi Permukaan
(Sularso & Suga, 2002)

B. Roda Gigi Miring (*Helical Gear*)

Fungsi dari roda gigi miring adalah untuk mentransmisikan putaran antara poros – poros yang sejajar. Sudut kemiringan pada setiap roda gigi harus sama, namun arah kemiringan antar roda gigi harus berlawanan yaitu roda gigi satu miring ke arah kanan sedangkan roda gigi yang lain miring ke arah kiri (Arafiq, 2012). Gambar roda gigi miring ditunjukkan seperti pada Gambar 8.



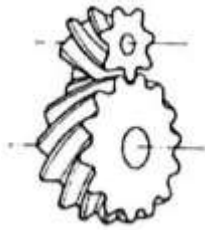
Gambar 8. Roda Gigi Miring
(Arafiq, 2012)

Macam – macam roda gigi miring :

1. Roda gigi miring biasa

Ciri – ciri dari roda gigi miring biasa adalah mempunyai jalur gigi yang membentuk ulir. Roda gigi miring biasa ditunjukkan pada Gambar 9 berikut.

Gambar 9 berikut adalah roda gigi miring biasa.



Gambar 9. Roda Gigi Miring Biasa
(Sularso & Suga, 2002)

2. Roda gigi miring silang

Roda gigi ini memiliki poros dengan posisi bersilang. Gambar 10 berikut adalah tampak roda gigi miring silang.



Gambar 10. Roda Gigi Miring Silang
(Sularso & Suga, 2002)

3. Roda gigi miring ganda

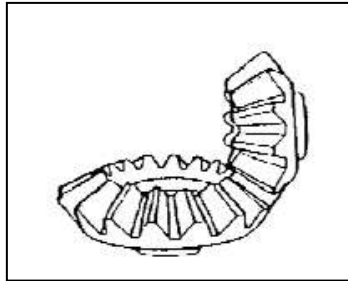
Pada roda gigi miring ganda yang memiliki alur dengan bentuk menyerupai huruf V, maka gaya aksial yang muncul pada gigi akan saling meniadakan. Dengan adanya roda gigi jenis ini, perbandingan reduksi, kecepatan keliling, dan daya yang ditransmisikan dapat lebih diperbesar, namun dalam hal pembuatan roda gigi ini sulit (Sularso & Suga, 2002). Roda gigi miring ganda dapat dilihat pada Gambar 11.



Gambar 11. Roda Gigi Miring Ganda
(Sularso & Suga, 2002)

C. Roda Gigi Kerucut (*Bevel Gear*)

Fungsi dari roda gigi kerucut adalah untuk mentransmisikan gerakan atau putaran antara poros yang berpotongan. Roda gigi kerucut ini biasanya dibuat untuk poros dengan sudut perpotongan sebesar 90° namun juga bisa untuk sembarang sudut (Arafiq, 2012). Roda gigikerucut dapat dilihat pada Gambar 12.

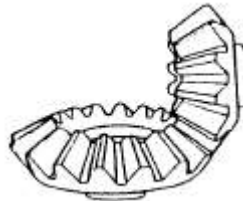


Gambar 12. Roda Gigi Kerucut (*bevel gear*)
(Arafiq, 2012)

Macam – macam roda gigi kerucut :

1. Roda gigi kerucut lurus

Roda gigi kerucut lurus memiliki bentuk gigi lurus, yang mana merupakan roda gigi kerucut yang paling mudah dibuat dan paling sering digunakan (Sularso & Suga, 2002). Roda gigi kerucut lurus seperti pada Gambar 13.



Gambar 13. Roda Gigi Kerucut Lurus
(Sularso & Suga, 2002)

2. Roda gigi kerucut miring

Roda gigi kerucut miring memiliki perbandingan kontak yang lebih besar, sehingga dapat mentransmisikan putaran yang tinggi dan beban yang besar. Biasanya sudut poros dari kedua roda gigi kerucut jenis ini dibuat 90° (Sularso & Suga, 2002). Roda gigi kerucut miring dapat dilihat pada Gambar 14.

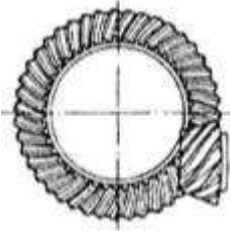
Gambar 14 berikut adalah roda gigi kerucut miring.



Gambar 14. Roda Gigi Kerucut Miring
(Sularso & Suga, 2002)

3. Roda gigi kerucut hypoid

Roda gigi kerucut hypoid merupakan roda gigi yang biasa dipakai pada roda gigi diferensial otomobil. Roda gigi jenis ini memiliki jalur gigi yang berbentuk miring pada bidang kerucut dengan sumbu yang bersilang dan perpindahan gaya pada permukaan gigi berlangsung secara meluncur dan menggelinding (Sularso & Suga, 2002). Roda gigi kerucut hypoid dapat dilihat pada Gambar 15.



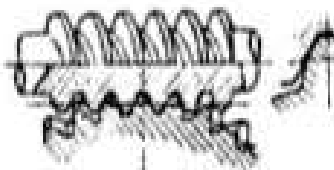
Gambar 15. Roda Gigi Kerucut Hypoid
(Sularso & Suga, 2002)

D. Roda Gigi Cacing (*Worm Gear*)

Roda gigi cacing mentransmisikan putaran dengan perbandingan reduksi yang besar. Macam – macam roda gigi cacing :

1. Roda gigi cacing silindris

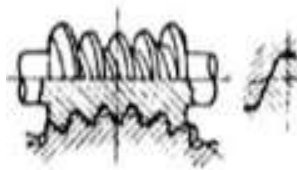
Roda gigi jenis ini mempunyai cacing yang berbentuk silinder dan sering dipakai (Sularso & Suga, 2002). Roda gigi cacing silindris ditunjukkan pada Gambar 16.



Gambar 16. Roda Gigi Cacing Silindris
(Sularso & Suga, 2002)

2. Roda gigi cacing globoid

Roda gigi jenis ini memiliki selubung ganda dengan perbandingan kontak yang lebih besar dan dapat digunakan untuk beban besar (Sularso & Suga, 2002). Roda gigi cacing globoid ditunjukkan pada Gambar 17.



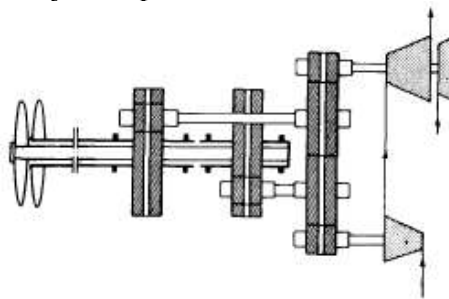
Gambar 17. Roda Gigi Cacing Globoid
(Sularso & Suga, 2002)

2.4 Mekanisme Sistem Transmisi Contra Rotating

Supaya propeller dapat berputar berlawanan arah maka diperlukan suatu komponen yaitu gear box. Gear box didalamnya terdapat gear – gear yang disusun sedemikian rupa dengan rasio tertentu sehingga dapat merupat kecepatan putar suatu poros dan merubah arah putaran poros. Mekanisme gear yang dapat merubah arah putaran menjadi berlawanan arah adalah planetary gear, spur gear maupun helical gear.

Berikut adalah macam – macam mekanisme sistem transmisi contra rotating :

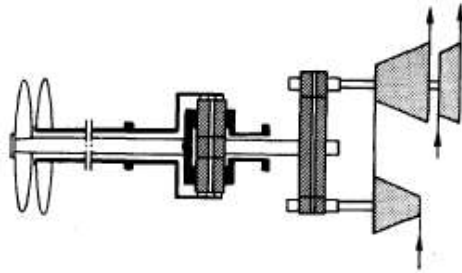
- a. Sistem Transmisi Contra Rotating tipe helical gear dengan 2 penggerak. Mekanisme tersebut ditunjukkan pada Gambar 18.



Gambar 18. Mekanisme Transmisi Contra Rotating
Propellers Tipe Helical Gear dengan 2 Penggerak
(Jung, 1967)

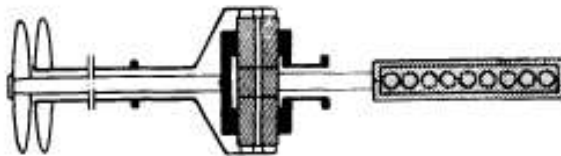
- b. Dua penggerak dengan paralel gear untuk reduksi yang pertama dan planetary yang kedua. Mekanisme tersebut ditunjukkan pada Gambar 19.

Gambar 19 berikut merupakan mekanisme sistem transmisi dan penggerak dengan parallel gear untuk reduksi yang pertama dan planetary untuk yang kedua.



Gambar 19. Mekanisme Transmisi Contra Rotating dan Penggerak dengan Parallel Gear untuk Reduksi yang Pertama dan Planetary yang Kedua (Jung, 1967)

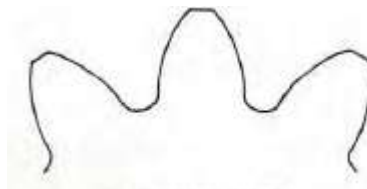
- c. Satu penggerak dengan planetary gear. Mekanisme tersebut ditunjukkan pada Gambar 20.



Gambar 20. Mekanisme Transmisi Contra Rotating Satu Penggerak dengan Planetaty Gear (Jung, 1967)

2.5 Geometri Roda Gigi

Roda gigi yang berukuran lebih kecil dari dua roda gigi yang bertemu atau bertautan disebut *pinion*, dan yang berukuran lebih besar disebut *gear* (Deutschman, Michels, & Wilson, 1975). Kebanyakan jenis gigi pada roda gigi yang digunakan secara luas adalah gigi bentuk involut (Mott, 2004). Gambar 21 berikut merupakan bentuk roda gigi involut.

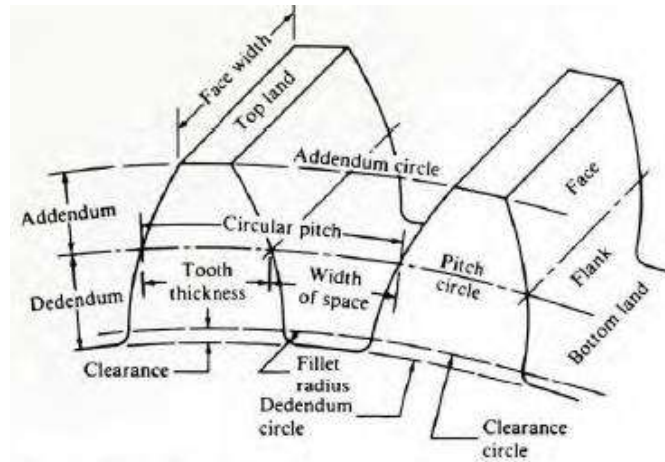


Gambar 21. Bentuk Gigi Involut (Mott, 2004)

Roda gigi sebenarnya berbentuk silinder dengan susunan gigi – gigi di bagian luarnya. Geometri dari gigi pada roda gigi dapat dilihat pada Gambar 22 Diameter dari *pitch circle* pada roda gigi disebut *pitch diameter*. Simbol D_p berarti *pitch diameter*

dari *pinion*, dan simbol D_G berarti *pitch diameter* dari *gear*. Sedangkan untuk jumlah gigi, digunakan simbol N_p untuk jumlah gigi pada pinion dan N_G untuk jumlah gigi pada gear.

Circular pitch, p , didefinisikan sebagai jarak pada *pitch circle* dari *point* pada gigi satu hingga *point* pada gigi setelahnya. Diametral Pitch didefinisikan sebagai jumlah gigi pada roda gigi dibagi diameter pitch circle.



Gambar 22. Geometri Gigi
(Mott, 2004)

2.6 Rumus Dasar Roda Gigi

Terdapat beberapa parameter yang menyusun bentuk dari roda gigi. Parameter parameter pada roda gigi dapat dilihat pada Gambar 22.

Berikut adalah parameter – parameter dalam merencanakan roda gigi:

a. Perbandingan Kecepatan

$$\frac{n_p}{n_G} = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p} \quad (2-1)$$

Dimana :

n_p = rpm pinion

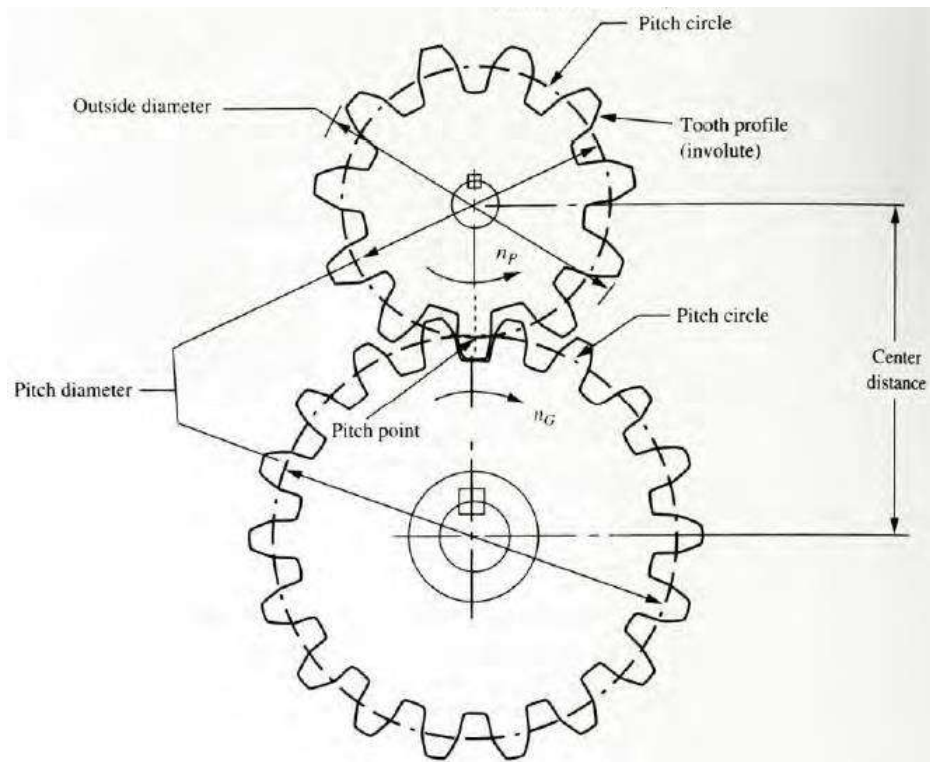
n_G = rpm gear

N_G = jumlah gigi pada gear

N_p = jumlah gigi pada pinion

d_G = diameter pitch circle pada gear

d_p = diameter pitch circle pada pinion



Gambar 23. Parameter Pinion yang Menggerakkan Gear
(Mott, 2004)

b. Pitch

Merupakan jarak antara gigi yang berdekatan dan ukuran gigi dipengaruhi oleh pitch dari gigi – gigi (Mott, 2004). Ada tiga jenis pitch yang digunakan pada gear, yaitu:

1. Circular Pitch

Jarak dari point of tooth di pitch circle ke satu point yang sesuai pada gigi yang berdekatan berikutnya, diukur sepanjang pitch circle disebut circular pitch (Mott, 2004). Circular pitch dapat dilihat pada Gambar 22.

$$p = \frac{\pi}{P} \quad (2-2)$$

Dimana :

P = circular pitch

P = Diametral Pitch

2. Diametral Pitch

Sistem pitch paling umum yang digunakan saat ini di Amerika Serikat adalah sistem diametral pitch, jumlah gigi per inci dari diameter pitch, sehingga didefinisikan sebagai berikut :

$$P = \frac{N_p}{D_p} = \frac{N_G}{D_G} \quad (2-3)$$

Dimana :

N_p = Jumlah gigi pada pinion

D_p = Diameter pitch circle pada pinion (in.)

N_G = Jumlah gigi pada gear

D_G = Diameter pitch circle pada gear (in.)

3. Sistem Metrik Modul

Pada satuan SI (Satuan Internasional), satuan panjang umumnya adalah milimeter. Pitch roda gigi pada sistem metric didasarkan pada unit ini dan ditetapkan sebagai modul, m . Untuk mendapatkan modul roda gigi, caranya dengan membagi pitch diameter roda gigi dalam milimeter dengan jumlah gigi.

$$m = \frac{D_p}{N_p} = \frac{D_G}{N_G} \quad (2-4)$$

Namun diametral pitch menggunakan satuan inch, sedangkan modul menggunakan satuan milimeter. Sehingga perlu dilakukan faktor konversi dari 25,4 mm per inch, yaitu:

$$m = \frac{25,4}{P} \quad (2-5)$$

Akan tetapi dalam perhitungannya, nilai modul tidak selalu standar, sehingga untuk mendapatkan nilai standar modul dapat dilakukan dengan mencari nilai yang mendekati standar dari modul hasil perhitungan berdasarkan Tabel modul. Tabel 2.2 berikut menunjukkan modul standar yang ekuivalen dengan diametral pitch.

Tabel 2. Standar Modul
(Mott, 2004)

Module (mm)	Equivalent P_d	Closest standard P_d (teeth/in)
0.3	84.667	80
0.4	63.500	64
0.5	50.800	48
0.8	31.750	32
1	25.400	24
1.25	20.320	20
1.5	16.933	16
2	12.700	12
2.5	10.160	10
3	8.466	8
4	6.350	6
5	5.080	5
6	4.233	4
8	3.175	3
10	2.540	2.5
12	2.117	2
16	1.587	1.5
20	1.270	1.25
25	1.016	1

Pitch dari roda gigi menunjukkan ukuran dari gigi. Pada dua gear yang saling bertautan, yang satu menggerakkan dan yang lain digerakkan, harus memiliki pitch yang sama. Profil dari beberapa standar dalam diametral pitch gigi pada roda gigi dapat dilihat pada Gambar 2.23.

Gambar 24 berikut merupakan profil dari beberapa standar dalam diametral pitch gigi pada roda gigi.



Gambar 24. Standar Diametral Pitch
(Mott, 2004)

c. Standar Ukuran Roda Gigi

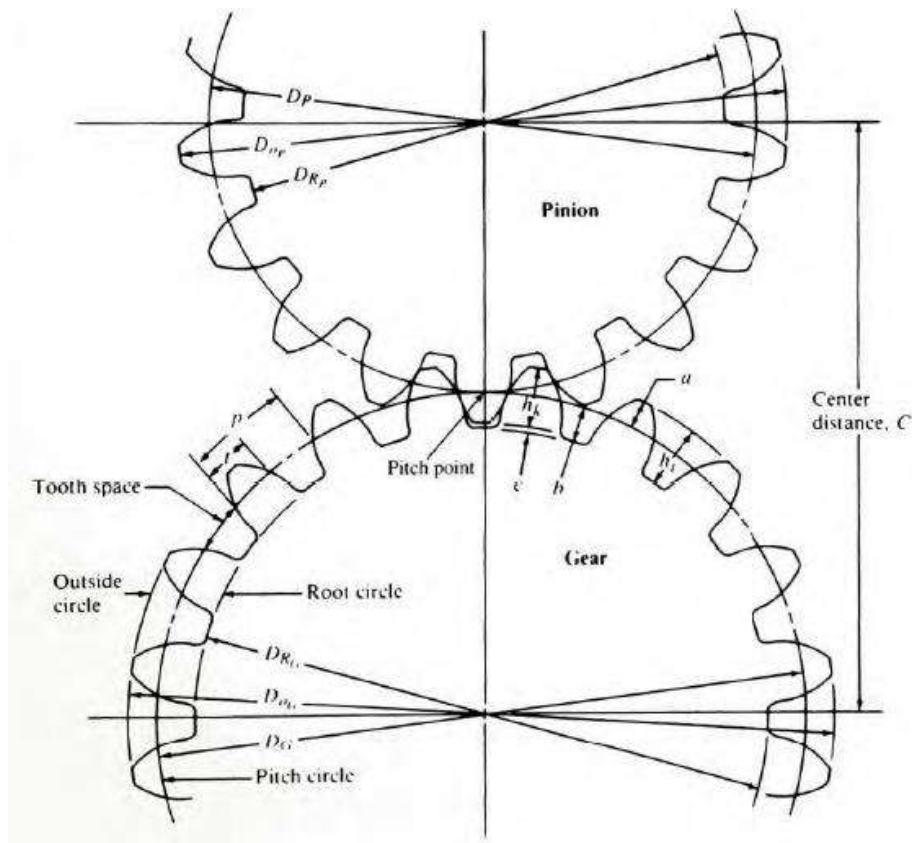
Dalam mendesain dan memeriksa gigi pada roda gigi, ada beberapa fitur khusus yang harus diketahui. Seperti pada Gambar 22 sebelumnya dan Gambar 24 berikut yang menunjukkan segmen dari dua roda gigi yang di mesh. Fitur – fitur ini didefinisikan sebagai berikut :

Addendum (a) : Jarak radial dari pitch circle ke bagian luar gigi.

Dedendum (b) : Jarak radial dari pitch circle ke bagian bawah ruang gigi

Clearance (c) : Jarak radial dari bagian atas gigi ke bagian bawah ruang gigi dari gear yang bertautan saat gigi sepenuhnya mesh.

Gambar 25 berikut adalah tampilan dari segemen dua roda gigi yang di mesh beserta dengan fitur – fitur khusus dari roda gigi.



Gambar 25. Fitur Roda Gigi yang Meshing
(Mott, 2004)

Untuk mendapatkan clearance dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut:

$$c = b - a \quad (2-6)$$

Diameter luar (D_o) merupakan diameter lingkaran yang menutup bagian luar gigi pada roda gigi. Diameter luar dapat diketahui dengan rumus sebagai berikut :

$$D_o = D + 2a \quad (2-7)$$

Root diameter (D_R) merupakan diameter lingkaran yang berisi bagian bawah ruang gigi. Rumus untuk mendapatkan root diameter sebagai berikut:

$$D_R = D - 2b \quad (2-8)$$

Whole depth (h_t) merupakan jarak radial dari gigi bagian paling atas ke bagian paling bawah gigi. Dapat dihitung dengan rumus berikut :

$$h_t = a + b \quad (2-9)$$

Working depth (h_k) merupakan jarak radial yang mana proyeksi gigi pada roda gigi ke dalam ruang gigi dari gear yang *mate*. Working depth dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$h_k = a + a = 2a \quad (2-10)$$

Ketebalan gigi (t) merupakan panjang busur, diukur pada pitch circle dari satu gigi ke sisi lain. Terkadang disebut *circular thickness* dan memiliki nilai teoritis setengah dari circular pitch.

Tooth space merupakan panjang busur, diukur pada pitch circle, dari sisi kanan satu gigi ke sisi kiri gigi berikutnya. Secara teoritis, tooth space sama dengan ketebalan gigi.

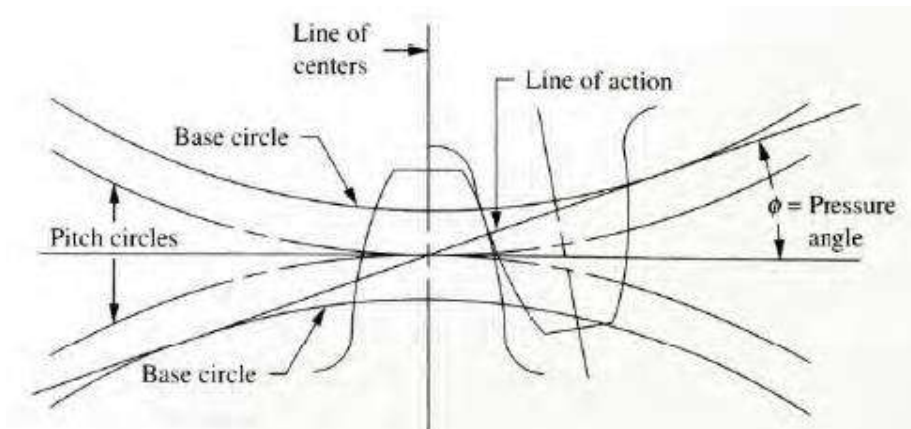
Face width (F) merupakan lebar gigi diukur sejajar dengan sumbu gigi. Rumus – rumus untuk menentukan fitur – fitur gigi pada roda gigi dengan *pressure angle* tertentu dapat dilihat pada Tabel 3 berikut.

Tabel 3. Standar Ukuran Gigi
(Arafiq, 2012)

Nama	$\phi = 14 \frac{1}{2}^\circ$	20°	20° dipotong	25°
Addendum (a)	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{0,8}{P}$	$\frac{1}{P}$
Dedendum (b)	$\frac{1,157}{P}$	$\frac{1,25}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1,25}{P}$
Whole depth (h_t)	$\frac{2,157}{P}$	$\frac{2,25}{P}$	$\frac{1,8}{P}$	$\frac{2}{P}$
Working depth (h_k)	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{1,6}{P}$	$\frac{2}{P}$
Clearance (c)	$\frac{0,157}{P} / \frac{(b-a)}{(c-d)}$	$\frac{0,25}{P}$	$\frac{0,2}{P}$	$\frac{0,25}{P}$

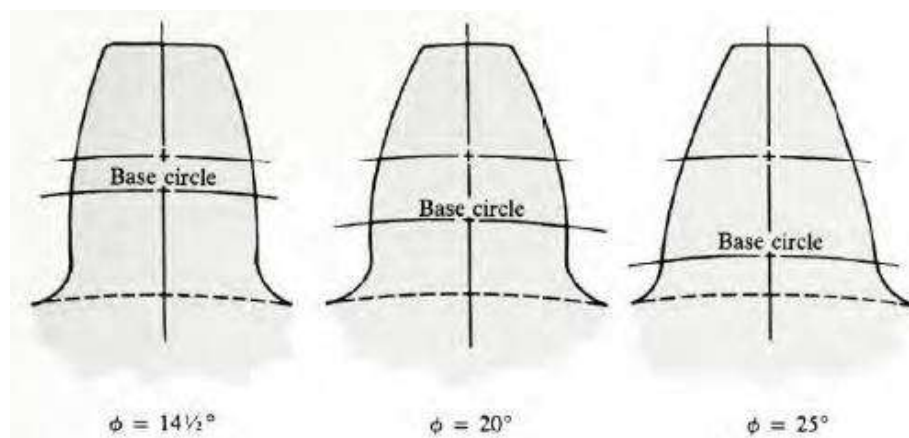
d. Pressure Angle (Sudut Tekan)

Sudut tekan merupakan sudut antara garis tangen dengan *pitch circle* dan garis yang ditarik normal (tegak lurus) ke permukaan gigi pada roda gigi. Sudut tekan dapat dilihat seperti pada Gambar 26.



Gambar 26. Pressure Angle (Sudut Tekan)
(Mott, 2004)

Nilai standar sudut tekan ditentukan oleh pembuat roda gigi dan sudut tekan dari dua roda gigi yang *meshing* harus sama. Sudut tekan yang standar adalah $14\frac{1}{2}^\circ$, 20° , dan 25° . Contoh ilustrasi dari sudut tekan ini ditunjukkan pada Gambar 27. Sudut tekan yang sering dipakai dan paling mudah tersedia adalah sudut tekan 20° (Mott, 2004).



Gambar 27. Variasi Sudut Tekan
(Mott, 2004)

e. Beban Gigi

Dalam merancang roda gigi, daya yang ditransmisikan dan kecepatan putar biasanya diketahui (Deutschman, Michels, & Wilson, 1975). Dari informasi tersebut torsi yang ditransmisikan dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$hp = \frac{Tn}{63000} \quad (2-11)$$

Dimana :

hp = daya penggerak (HP)

n = rpm

T = torsi (lb.in)

f. Kecepatan putaran roda gigi

$$V_p = \frac{\pi D n}{12} \quad (2-12)$$

Dimana

V_p = Kecepatan putaran roda gigi (ft/min.)

D = Diameter pitch circle (in.)

n = Putaran roda gigi (rpm)

g. Beban Dinamis

Beban dinamis yang bekerja pada helical gear dapat ditunjukkan melalui rumus berikut:

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} F_t \quad (2-13)$$

Dimana :

F_d = beban dinamis

V_p = kecepatan putaran roda gigi (ft/min)

F_t = gaya tangensial (lb)

h. Gaya Tangensial (F_t)

Dalam desain diasumsikan bahwa gaya tangensial tetap konstan karena kontak antara dua gigi bergerak dari bagian atas gigi ke bagian bawah gigi, sehingga didapatkan :

$$F_t = \frac{T \cdot 2}{D} \quad (2-14)$$

Dimana :

T = torsi (lb.in)

D = diameter pitch circle (in)

i. Normal Diametral Pitch (P_n)

Merupakan jarak antara dua titik pada gigi yang ada pada satu bidang yang tegak lurus terhadap sudut helix (Arafiq, 2012). Rumus normal diametral pitch adalah sebagai berikut :

$$P_n = \frac{P}{\cos \psi} \quad (2-15)$$

Dimana :

P = diametral pitch pada bidang yang tegaklurus sumbu poros

Ψ = sudut helix ($15-30^\circ$) (Deutschman, Michels, & Wilson, 1975)

j. Beban keausan izin

Roda gigi mengalami keausan akibat gaya gesek antar gigi pada roda gigi, sehingga perlu dilakukan perhitungan beban keausan izin, melalui rumus Buckingham sebagai berikut :

$$K = \frac{F_d \cdot \cos^2 \psi}{DbQ} \quad (2-16)$$

Sedangkan:

$$Q = \frac{2N_G}{N_p + N_G} \quad (2-17)$$

Dimana :

b = lebar roda gigi

N_G = Jumlah gigi pada gear

N_p = Jumlah gigi pada pinion

k. Tegangan yang diizinkan

Maksimum izin tangensial atau beban yang ditransmisikan dapat didefinisikan sebagai tegangan yang diizinkan pada material roda gigi yang digunakan. Menurut rumus Lewis kekuatan lentur (*bending dtrength*) dapat dihitung sebagai berikut :

$$S = \frac{F_d P_n}{Yb} \quad (2-18)$$

Dimana :

F_d = beban dinamis

b = lebar roda gigi

P_n = Normal diametral pitch

Y = Faktor bentuk Lewis

2.7 Basic Dynamic Load Bearing

a. Design Life

$$L_d = (h)(rpm) \left(60 \frac{\text{min}}{h} \right) \quad (2-19)$$

Dimana:

L_d = Design life

h = L_{10} life

b. Basic Dynamic Load Rating

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2-20)$$

Dimana:

C = basic dynamic load rating (lb)

P_d = design load

k = 3 (ball bearing)

k = 3,33 (roller bearing)

c. Required Basic Dynamic Load Rating

$$C = P_d f_L / f_N \quad (2-21)$$

Dimana:

f_N = speed factor

f_L = life factor

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Umum

Metodologi penelitian adalah kerangka dasar dari tahapan penyelesaian tugas akhir. Metodologi tersebut mencakup semua kegiatan yang akan dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisa terhadap permasalahan skripsi ini. Metodologi tugas akhir ini dapat dilihat secara lengkap melalui Gambar 3.1. Penjelasan untuk seluruh proses dapat dijelaskan sebagai berikut



Gambar 28. Flow Chart Penelitian

3.2 Identifikasi dan Perumusan Masalah

Pada proses ini akan dilakukan suatu identifikasi dan perumusan masalah yaitu tentang perhitungan dan penggambaran mekanisme sistem transmisi contra-rotating propeller. Dalam penelitian ini data yang dipakai adalah data – data mesin dari kapal ikan 30 GT yang ada di Indonesia berdasarkan jumlah kapal ikan yang terdaftar di KKP.

3.3 Studi Literatur

Tahapan selanjutnya adalah melakukan studi literatur dengan tujuan untuk merangkum teori-teori dasar, acuan secara umum dan khusus, serta untuk memperoleh berbagai informasi pendukung lainnya yang berhubungan dengan pengerjaan tugas akhir ini. Studi literatur ini dapat diperoleh dari buku, jurnal, paper atau dari internet yang mendukung bahasan dari tugas akhir ini. Selain itu bisa juga dengan melakukan tanya jawab dengan pihak yang berkepentingan dan berkompeten pada bahasan ini.

3.4 Perencanaan Mekanisme Sistem Transmisi Contra Rotating

Ada beberapa jenis mekanisme sistem transmisi contra rotating yang dapat diaplikasikan pada kasus perancangan ini. Contohnya gear box dengan menggunakan spur gear, planetary, dan bevel gear. Perlu dilakukan perhitungan dan evaluasi guna menentukan mekanisme yang sesuai.

3.5 Perhitungan dan Desain Roda Gigi

Dalam proses perancangan roda gigi terdapat proses perhitungan dan penggambaran roda gigi. Mulai perhitungan torsi yang ditransmisikan, perhitungan rasio kecepatan putaran, pemilihan modul, perhitungan jumlah gigi, pemilihan material roda gigi, perhitungan poros, dan pemilihan bearing. Akan dilakukan perhitungan dan evaluasi hingga didapat desain yang sesuai.

3.6 Perhitungan dan Pemilihan Bahan Poros

Bahan poros juga menentukan ukuran diameter poros. Diameter poros dipilih berdasarkan ukuran yang ada di pasaran. Yang mana dipilih diameter yang lebih besar dari diameter yang telah dihitung untuk menyesuaikan diameter dalam dari bantalan.

3.7 Pembuatan Model

Setelah semua perhitungan sudah sesuai dengan standar atau aman, maka dilakukan penggambaran terakhir atau pembuatan model. Pembuatan model dilakukan dengan menggunakan software Autodesk Inventor dan Auto Cad.

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Umum

Dalam bab empat ini akan dilakukan analisa data dan pembahasan mengenai permasalahan pada bab satu. Permasalahan tersebut adalah perancangan mekanisme sistem transmisi contra rotating. Ada beberapa tahap yang akan dilakukan dalam perancangan ini yaitu pengumpulan data yang dibutuhkan untuk menentukan besar daya yang dapat ditransmisikan oleh gearbox berdasarkan daya mesin kapal ikan yang ada di Indonesia, merencanakan mekanisme sistem transmisi contra rotating, melakukan perhitungan roda gigi, pemilihan material rodagigi, melakukan perhitungan poros, pemilihan bearing, dan *final design*. Berikut adalah langkah – langkah dalam perancangan mekanisme sistem transmisi contra rotating propellers.

4.2 Pengumpulan Data

Pada bagian ini akan disajikan data-data yang telah didapatkan untuk mendukung proses permodelan dan simulasi. Berikut data-data yang telah didapatkan:

4.2.1 Menentukan daya maksimum

Untuk menentukan daya maksimum yang dapat ditransmisikan oleh gear box maka digunakan metode statistika. Data ststistika tersebut berisikan jumlah kapal ikan dengan kategori 30 GT yang terdaftar di Kementerian Kelautan Perikanan pada tahun 2018. Dipilih kapal kategori 30 GT karena kapal tersebut kebanyakan berukuran besar dan daya mesin yang besar, sehingga memungkinkan untuk dipasang gearbox. Data statistik yang berisi daya mesin yang banyak dipakai oleh kapal ikan 30 GT dapat dilihat pada Tabel 1.

Table 1. Statistik Kapal Ikan 30 GT
(Perikanan, 2018)

POWER	JUMLAH KAPAL
Power \leq 120 PK	231
Power > 120-220 PK	342
Power > 220-300PK	126
Power Tidak Diketahui	34
TOTAL	733

Dari data statistik pada Tabel 4.1 dipilih mesin dengan power sampai 120 HP. Kemudian menentukan besar RPM yang dapat ditransmisikan oleh gearbox berdasarkan data statistik yang mana mengacu pada keadaan yang ada di lapangan.

4.2.2 Menentukan RPM Mesin

Perlu dilakukan penentuan berapa RPM mesin dengan daya 120 HP yang mana RPM ini akan menjadi RPM *input* pada gearbox. Berdasarkan fakta di lapangan, kapal – kapal ikan 30 GT banyak yang menggunakan mesin diesel darat dengan tenaga sebesar 120 HP. Mesin diesel darat tersebut sudah dimodifikasi dari segi sistem pendingin dan dudukan mesin untuk supaya dapat digunakan di kapal- kapal ikan 30 GT. Perlu diketahui bahwa mesin diesel darat memiliki putaran yang tinggi. Putaran pada mesin diesel 120 HP yang sering digunakan di kapal – kapal ikan 30 GT adalah sebesar 3200 RPM. Data horse power dan putaran mesin dapat dilihat pada katalog mesin seperti pada (lampira) berikut.

4.2.3 Merencanakan Dimensi Gear Box

Setelah melakukan survey di pasaran dan mencari data terkait gearbox untuk daya sekitar 120 HP didapat ssatu gearbox dengan merk Advance Gear Box. Berikut adalah Spesifikasi dari Gear Box seperti pada Gambar 29.

MA142A MAX. 102 HP at 2500 RPM		
Engine Speed : 1500 - 3000 Rpm		
Dimension :	Ratio	Rate (HP / RPM)
308 x 520 x 540 mm	1.97	0.041
Net Weight :	2.52	
140 Kg	3.03	
Bell Housing :		
SAE 2, 3	3.54	0.035
Flange :		
11½"	3.95	0.031
Options :		
Mechanical Remote Operation	4.50	0.026
Centre Distance :		
142 mm	5.06	0.022

Gambar 29. Spesifikasi Advance Gear Box
(Group, 2017)

Jadi sebagai acuan dalam merencanakan dimensi gearbox didapat dimensi sebagai berikut :

- Panjang = 12,13 in.
- Lebar = 20,47 in.
- Tinggi = 21,26 in.

4.3 Perancangan Gear Box

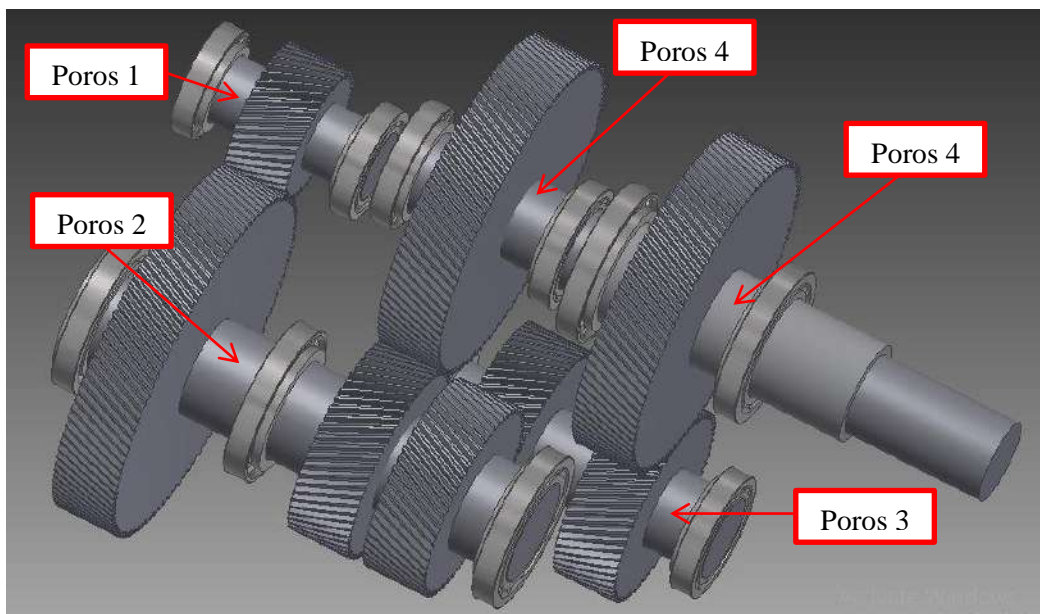
Dalam perancangan kali ini akan dirancang 2 sistem transmisi contra rotating. Sistem transmisi yang pertama menggunakan helical gear dan sistem transmisi yang ke dua menggunakan bevel gear.

4.3.1 Sistem Transmisi Alternatif 1

Data – data perencanaan yang diketahui adalah sebagai berikut :

- hp = 120 HP
- RPM input = 3200 RPM
- RPM Output = 698 RPM

Gambar 30 berikut merupakan sket rancangan Sistem Transmisi Alternatif 1.



Gambar 30. Sket Rancangan Sistem Transmisi Alternatif 1

A. Perencanaan Roda Gigi

Gearbox yang akan dirancang dalam tugas akhir ini adalah untuk menurunkan putaran propeller dan menjadikan arah putaran saling berlawanan arah. Awal perencanaan ini dengan menghitung rasio dari putaran input ke putaran output. Rasio ini berpengaruh terhadap diameter roda gigi. Jadi untuk perhitungan yang pertama adalah perhitungan rasio guna mendapatkan diameter roda gigi. Perhitungan rasio roda gigi adalah sebagai berikut:

Pada perancangan gearbox ini direncanakan pengurangan putaran atau reduksi sebanyak 2 tingkat. Tingkat yang pertama dari putaran awal sebesar 3200 RPM direduksi menjadi 1164 RPM, kemudian direduksi lagi menjadi putaran output sebesar 698 RPM. Kemudian rasio ini yang dijadikan sebagai diameter roda gigi. Rasio pengurangan roda gigi dapat dilihat pada Tabel 4 berikut.

Tabel 4. Perhitungan Rasio Gearbox Transmisi Alternatif 1

RPM in	Rasio 1	RPM 1	Rasio 2	RPM 2
3200	2 3/4	1164	1 2/3	698

1. Menghitung jumlah gigi pada roda gigi reduksi yang pertama

Dari perhitungan rasio, untuk reduksi yang pertama diketahui :

$$D_P = 4 \text{ in.}$$

$$D_G = 11 \text{ in.}$$

- Circular pitch dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$= \frac{3,14}{10} = 0,314 \text{ in.}$$

Dimana :

$$\pi = 3,14$$

P = diametral pitch (teeth/in.)

= 10 (teeth/in.) (direncanakan berdasarkan Tabel)

hp=120 HP

- Center of Distance dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$cd = \frac{D_P + D_G}{2} \quad \text{atau} \quad cd = \frac{p}{2\pi} (N_P + N_G)$$

$$= \frac{4+11}{2} = 7,5 \text{ in.}$$

- Jumlah Gigi

$$\frac{D_P}{D_G} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$\frac{4}{11} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$N_G = \frac{11}{4} N_P$$

$$N_p + N_G = N_p + \frac{11}{4} N_p$$

$$= \frac{15}{4} N_p$$

$$\frac{15}{4} N_p = \frac{cd \cdot 2\pi}{p}$$

$$\frac{15}{4} N_p = \frac{7,5 \times 2 \times 3,14}{0,314}$$

$$\frac{15}{4} N_p = 150$$

$$N_p = \frac{150 \times 4}{15}$$

$$N_p = 40 \text{ teeth}$$

$$N_G = \frac{11}{4} N_p$$

$$= \frac{11}{4} \times 40$$

$$= 110 \text{ teeth}$$

2. Menghitung Torsi

Torsi yang dapat ditransmisikan oleh gear dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$hp = \frac{Tn}{63000}$$

$$T = \frac{hp \cdot 63000}{n}$$

$$T = \frac{120 \cdot 63000}{3200}$$

$$T = 2362,5 \text{ lb.in.}$$

3. Menghitung kecepatan putaran roda gigi

$$V_p = \frac{\pi D n}{12}$$

$$V_p = \frac{\pi \times 4 \times 3200}{12}$$

$$= 3349,333 \text{ ft/min}$$

4. Menghitung gaya tangensial

$$F_t = \frac{T \cdot 2}{D}$$

$$F_t = \frac{2362,5 \times 2}{4}$$

$$F_t = 1181,25 \text{ lb}$$

5. Menghitung beban dinamis

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{Vp}}{78} F_t$$

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{3349,333}}{78} \times 1181,25$$

$$F_d = 1924,969 \text{ lb}$$

6. Menghitung normal pitch diameter

$$P_n = \frac{P}{\cos \psi}$$

$$P_n = \frac{10}{\cos 25}$$

$$P_n = \frac{10}{0,906}$$

$$P_n = 11,038$$

7. Menghitung beban keausan izin

$$K = \frac{F_d \cdot \cos^2 \psi}{DbQ}$$

$$K = \frac{2057,699 \times 0,906^2}{4 \times 2 \times Q}$$

Dimana :

$$Q = \frac{2N_G}{N_p + N_G}$$

$$Q = \frac{2 \times 110}{40 + 110}$$

$$Q = 1,467$$

Sehingga :

$$K = \frac{2057,699 \times 0,906^2}{4 \times 2 \times 1,467}$$

$$K = 143,952$$

8. Menghitung tegangan yang diizinkan

$$S = \frac{F_d P_n}{Y_b}$$

Dimana :

Y_b = Faktor bentuk Lewis (didapat dari Tabel

$$S = \frac{2057,699 \times 11,038}{0,389}$$

$$S = 29192,679 \text{ Psi}$$

Kemudian menghitung roda gigi untuk reduksi yang kedua.

1. Menghitung jumlah gigi pada roda gigi

Dari perhitungan rasio, untuk reduksi yang kedua diketahui :

$$D_P = 6 \text{ in.}$$

$$D_G = 10 \text{ in.}$$

- Circular pitch dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$= \frac{3,14}{10} = 0,314 \text{ in.}$$

Dimana :

$$\pi = 3,14$$

P = diametral pitch (teeth/in.)

= 10 (teeth/in.) (direncanakan berdasarkan Tabel)

hp=120 HP

- Center of Distance dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$cd = \frac{D_P + D_G}{2} \quad \text{atau} \quad cd = \frac{p}{2\pi} (N_P + N_G)$$

$$= \frac{6+10}{2} = 8 \text{ in.}$$

- Jumlah Gigi

$$\frac{D_P}{D_G} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$\frac{6}{10} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$N_G = \frac{10}{6} N_P$$

$$\begin{aligned} N_p + N_G &= N_p + \frac{10}{6} N_P \\ &= \frac{16}{6} N_P \end{aligned}$$

$$\frac{16}{6} N_P = \frac{cd.2\pi}{p}$$

$$\frac{16}{6} N_P = \frac{8 \times 2 \times 3,14}{0,314}$$

$$\frac{16}{6} N_P = 160$$

$$N_p = \frac{160 \times 6}{16}$$

$$N_p = 60 \text{ teeth}$$

$$N_G = \frac{10}{6} N_P$$

$$= \frac{10}{6} \times 60$$

$$= 100 \text{ teeth}$$

2. Menghitung Torsi

Torsi yang dapat ditransmisikan oleh gear dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$hp = \frac{Tn}{63000}$$

$$T = \frac{hp.63000}{n}$$

$$T = \frac{120.63000}{1164}$$

$$T = 6494,845 \text{ lb.in.}$$

3. Menghitung kecepatan putaran roda gigi

$$V_p = \frac{\pi D n}{12}$$

$$V_p = \frac{\pi \times 6 \times 1164}{12}$$

$$= 1827,48 \text{ ft/min}$$

4. Menghitung gaya tangensial

$$F_t = \frac{T \cdot 2}{D}$$

$$F_t = \frac{6494,845 \times 2}{6}$$

$$F_t = 2164,948 \text{ lb}$$

5. Menghitung beban dinamis

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{Vp}}{78} F_t$$

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{1827,48}}{78} \times 2164,948$$

$$F_d = 3351,48 \text{ lb}$$

6. Menghitung normal pitch diameter

$$P_n = \frac{P}{\cos \psi}$$

$$P_n = \frac{10}{\cos 25}$$

$$P_n = \frac{10}{0,906}$$

$$P_n = 11,038$$

7. Menghitung beban keausan izin

$$K = \frac{F_d \cdot \cos^2 \psi}{D b Q}$$

$$K = \frac{3351,48 \times 0,906^2}{6 \times 2 \times Q}$$

Dimana :

$$Q = \frac{2N_G}{N_p + N_G}$$

$$Q = \frac{2 \times 100}{60 + 100}$$

$$Q = 1,25$$

Sehingga :

$$K = \frac{3351,48 \times 0,906^2}{6 \times 2 \times 1,25}$$

$$K = 183,401$$

8. Menghitung tegangan yang diizinkan

$$S = \frac{F_d P_n}{Y_b}$$

Dimana :

Y_b = Faktor bentuk Lewis (didapat dari Tabel

$$S = \frac{3351,48 \times 11,038}{0,421}$$

$$S = 43933,554 \text{ Psi}$$

Menghitung roda gigi pinion untuk contra rotating

1. Menghitung jumlah gigi pada roda gigi

Dari perhitungan rasio, untuk reduksi yang kedua diketahui :

$$D_P = 6 \text{ in.}$$

$$D_G = 6 \text{ in.}$$

- Circular pitch dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$= \frac{3,14}{10} = 0,314 \text{ in.}$$

Dimana :

$$\pi = 3,14$$

P = diametral pitch (teeth/in.)

= 10 (teeth/in.) (direncanakan berdasarkan Tabel)

hp=120 HP

- Center of Distance dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$cd = \frac{D_P + D_G}{2} \quad \text{atau} \quad cd = \frac{p}{2\pi} (N_P + N_G)$$

$$= \frac{6+6}{2} = 6 \text{ in.}$$

- Jumlah Gigi

$$\frac{D_P}{D_G} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$\begin{aligned}
\frac{6}{6} &= \frac{N_P}{N_G} \\
N_G &= N_P \\
N_p + N_G &= N_p + N_P \\
&= 2N_P \\
2N_P &= \frac{cd \cdot 2\pi}{p} \\
2N_P &= \frac{6 \times 2 \times 3,14}{0,314} \\
2N_P &= 120 \\
N_p &= \frac{120}{2} \\
N_p &= 60 \text{ teeth} \\
N_G &= N_P \\
&= 60 \text{ teeth}
\end{aligned}$$

2. Menghitung Torsi

Torsi yang dapat ditransmisikan oleh gear dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
hp &= \frac{Tn}{63000} \\
T &= \frac{hp \cdot 63000}{n} \\
T &= \frac{120 \cdot 63000}{1164} \\
T &= 6494,845 \text{ lb.in.}
\end{aligned}$$

3. Menghitung kecepatan putaran roda gigi

$$\begin{aligned}
V_p &= \frac{\pi D n}{12} \\
V_p &= \frac{\pi \times 6 \times 1164}{12} \\
&= 1827,48 \text{ ft/min}
\end{aligned}$$

4. Menghitung gaya tangensial

$$\begin{aligned}
F_t &= \frac{T \cdot 2}{D} \\
F_t &= \frac{6494,845 \times 2}{6} \\
F_t &= 2164,948 \text{ lb}
\end{aligned}$$

5. Menghitung beban dinamis

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} F_t$$

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{1827,48}}{78} \times 2164,948$$

$$F_d = 3351,48 \text{ lb}$$

6. Menghitung normal pitch diameter

$$P_n = \frac{P}{\cos \psi}$$

$$P_n = \frac{10}{\cos 25}$$

$$P_n = \frac{10}{0,906}$$

$$P_n = 11,038$$

7. Menghitung beban keausan izin

$$K = \frac{F_d \cdot \cos^2 \psi}{D b Q}$$

$$K = \frac{3166,779 \times 0,906^2}{6 \times 2 \times Q}$$

Dimana :

$$Q = \frac{2N_G}{N_p + N_G}$$

$$Q = \frac{2 \times 60}{60 + 60}$$

$$Q = 1$$

Sehingga :

$$K = \frac{3351,48 \times 0,906^2}{6 \times 2 \times 1}$$

$$K = 229,251$$

8. Menghitung tegangan yang diizinkan

$$S = \frac{F_d P_n}{Y_b}$$

Dimana :

Y_b = Faktor bentuk Lewis (didapat dari Tabel Form Factor Lewis)

$$S = \frac{3351,48 \times 11,038}{0,421}$$

$$S = 43933,554 \text{ Psi}$$

Sehingga untuk perhitungan roda gigi pada Sistem Transmisi Alternatif 1 dapat dituliskan dalam Tabel 5 berikut :

Tabel 5. Jumlah Gigi pada Transmisi Alternatif 1

Dp	DG	p	cd	Np+Ng	Np+Ng	Np	Ng
4	11	0,314	7,50	$Np+11/4Np$	$15/4Np$	40	110
6	10	0,314	8,00	$Np+10/6Np$	$16/6Np$	60	100
6	6	0,314	6,00	$Np+6/6Np$	$2Np$	60	60

Untuk 2 tingkat reduksi ditambah dengan satu tingkat pinion untuk contra rotating dapat ditunjukkan pada Tabel 6 sebagai berikut:

Tabel 6. Perhitungan Roda Gigi

	HP	T	n	Vp	phi	Ft
Tingkat 1	120	2362,500	3200	3349,333	3,14	1181,250
Tingkat 2	120	6494,845	1164	1827,480	3,14	2164,948
Pinion Contr	120	6494,845	1164	1827,480	3,14	2164,948

Tabel 5. (Lanjutan)

78+akrVp	Fd	Dp	b	P	Pn	Np	Ng
135,873	2057,699	4	2	10	11,038	40	110
120,749	3351,480	6	2	10	11,038	60	100
120,749	3351,480	6	2	10	11,038	60	60

Tabel 5. (Lanjutan)

Ng	Q	Y, tabel	$K=fd.906.906/d.b.Q$	$S=fd.Pn/Yb]$
110	1,467	0,389	143,952	29192,679
100	1,250	0,421	183,401	43933,554
60	1,000	0,421	229,251	43933,554

Dari perhitungan roda gigi, didapat beban keausan izin dan tegangan yang diizinkan dari roda gigi. Sehingga dipilih beban keausan izin dan tagangan yang diizinkan yang memiliki nilai paling besar. Nilai beban keausan izin dan tegangan yang diizinkan yang bernilai paling besar dijadikan sebagai acuan dalam memilih material gear. Dalam perencanaan Transmisi Alternatif 1 ini nilai K yang paling besar adalah 229,251 dan S sebesar 43933,553 Psi. Maka dipilih material yang memiliki kekuatan lebih tinggi atau yield strength yang lebih tinggi dari beban hitungan yaitu AISI A4330 (SAE 4340) BHN 363 yang memiliki yield strength sebesar 126000 Psi.

B. Perhitungan Poros Sistem Transmisi Alternatif 1

Untuk menentukan berapa dimensi dan material yang aman untuk sistem perporosan dalam gearbox maka dilakukan perhitungan poros. Di dalam perhitungan poros juga dilakukan perencanaan penempatan bearing untuk dapat dilakukan perhitungan beban. Perhitungan poros dari tiap – tiap poros pada Sistem Transmisi Alternatif 1 adalah sebagai berikut :

- a. Poros 1
1. Perhitungan beban poros 1

Material roda gigi yang digunakan adalah Steel BHN 363, yang mana memiliki spesifikasi sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\rho &= 0.284 \text{ lb/in}^3 \\ D &= 4 \text{ in.} \\ b &= 2 \text{ in.} \\ P &= 120 \text{ HP} \\ n &= 3200 \text{ rpm}\end{aligned}$$

Dari spesifikasi diatas, kemudian langkah berikutnya menghitung volume roda gigi yang mana memiliki masa jenis tertentu sehingga dapat dilakukan perhitungan berat dari roda gigi. Perhitungan volume dan berat dari roda gigi pada poros 1 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 4^2 \times 2 = 25.12 \text{ in}^3\end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned}W_x &= \rho \times V \\ &= 0.284 \times 25.12 \\ &= 7.134 \text{ lb}\end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned}P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{3200} \\ &= 2362,5 \text{ lb.in.}\end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{T}{D^2} \\
 &= \frac{2362,5}{4/2} \\
 &= 1181,25 \text{ lb} \\
 F_{xv} &= F \cos 20^\circ \\
 &= 1110,012 \\
 F_{xh} &= F \sin 20^\circ \\
 &= 404,011 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu vertikal:

$$\begin{aligned}
 \sum MA &= 0 \\
 0 &= 6 R_b - 3 F_{xv} \\
 &= 6 R_b - 3 \times 1102,88 \\
 &= 6 R_b - 3308,637 \\
 6 R_b &= 3308,63 \\
 R_b &= 551,439 \text{ lb.} \\
 F_{xv} &= R_A + R_B \\
 R_A &= F_{xv} - R_B \\
 &= 1102,0119 - 551,439 \\
 &= 551,439 \text{ lb.}
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah vertikal.

Momen Bending

$$\begin{aligned}
 M_{av} &= 3 \times R_A \\
 &= 3 \times 551,439 \\
 &= 1654,317 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu horizontal:

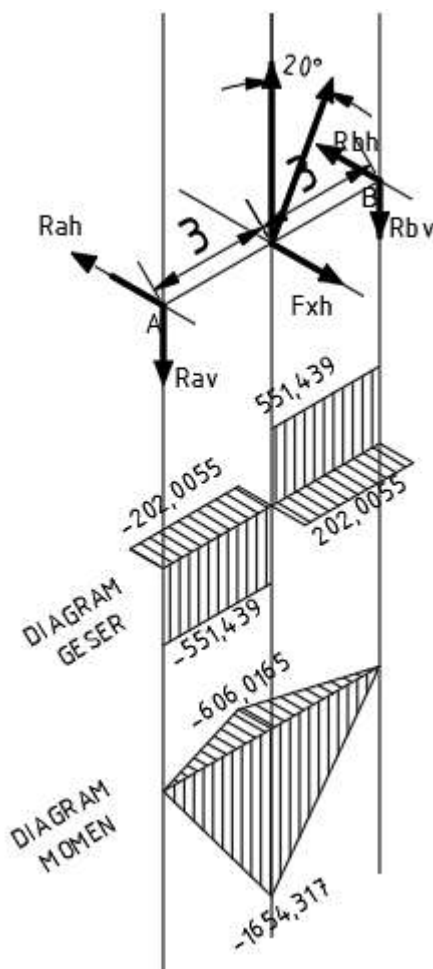
$$\begin{aligned}
 \sum M_{ah} &= 0 \\
 0 &= 6 R_{bh} - 3 F_{xh} \\
 0 &= 6 R_{bh} - 3 \times 404,011 \\
 &= 6 R_{bh} - 1212,03 \\
 6 R_{bh} &= 1212,03 \\
 R_{bh} &= 202,0055 \text{ lb} \\
 R_{ah} &= \frac{1}{2} F_{xh} \\
 &= 202,0055 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah horizontal

$$\begin{aligned} \text{Mah} &= 3 \times \text{Rah} \\ &= 3 \times 202,005 \\ &= 606,0165 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

Dari kedua arah momen bending, yaitu momen bending vertikal dan momen bending horizontal, dilakukan perhitungan momen bending dengan cara pythagoras, sehingga didapatkan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{Mav^2 + Mah^2} \\ &= \sqrt{1654,317^2 + 606,0165^2} \\ &= 1761,82 \text{ lb in} \end{aligned}$$



Gambar 31. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 1 Sistem Transmisi Alternatif 1

2. Analisa Fatigue

Diketahui :

$$D = 2,1654 \text{ in.}$$

$$S_f = 2$$

$$M = 1761,82 \text{ lb.in.}$$

- $\sigma = \pm \frac{Mc}{I}$

$$= \pm \frac{1761,82 \times \frac{2,1654}{2}}{\frac{\pi}{64} \times 2,1654^4}$$

$$= \pm 1703,558 \text{ psi}$$
- $\sigma_{avg} = 0 ; \sigma_a = 1766,74 ; K_{fb} = 2$
- $T = 2362,5 \text{ lb.in.}$
- $\tau = \frac{Tc}{J}$

$$= \frac{2362,5 \times \frac{2,1654}{2}}{\frac{\pi}{32} \times 2,1654^4}$$

$$= 1184,55 \text{ psi}$$
- $\tau_{avg} = 1184,55 ; \tau_a = 0 ; K_{ft} = 1,6$

3. MSST (Maximum Shear Stress) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{\frac{1}{2}S_y} \times 1766,74 \right)^2 + 4 (1184,55)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{49941885,5 + 22450473,6} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 17016,7399 \text{ Psi}$$

4. MDET (Maximum Distorsion Energy) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{\frac{1}{2}S_y} \times 1766,74 \right)^2 + 3 (1184,55)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{49941885,5 + 12628391,4} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 15820,2752 \text{ Psi}$$

b. Poros 2

1. Perhitungan beban poros 2

Material roda gigi yang digunakan adalah Steel BHN 363, yang mana memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Beban X :

$$\rho = 0,284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 11 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$n = 1164 \text{ RPM}$$

$$hp = 120 \text{ hp}$$

Dari spesifikasi diatas, kemudian langkah berikutnya menghitung volume roda gigi yang mana memiliki masa jenis tertentu sehingga dapat dilakukan perhitungan berat dari roda gigi. Perhitungan volume dan berat dari roda gigi pada poros 2 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 11^2 \times 2 = 189,97 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_x &= \rho \times V \\ &= 0,284 \times 189,97 \\ &= 53,95 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{1164} \\ &= 6494,85 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F &= \frac{T}{\frac{D}{2}} \\ &= \frac{6494,85}{11/2} \\ &= 1180,88 \text{ lb} \\ F_{xv} &= F \cos 20 \\ &= 1109,66 \text{ lb} \\ F_{xh} &= F \sin 20 = 403,88 \text{ lb} \end{aligned}$$

Beban Y :

Material roda gigi yang digunakan adalah Steel BHN 363, yang mana memiliki spesifikasi sebagai berikut:

$$\rho = 0,284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 6 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$n = 1164 \text{ RPM}$$

$$P = 120 \text{ hp}$$

Dari spesifikasi diatas, kemudian langkah berikutnya menghitung volume roda gigi yang mana memiliki masa jenis tertentu sehingga dapat dilakukan perhitungan berat dari roda gigi. Perhitungan volume dan berat dari roda gigi pada poros 2 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 6^2 \times 2 = 56,52 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_y &= \rho \times V \\ &= 0,284 \times 56,52 \\ &= 16,05 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{1164} \\ &= 6494,85 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_y &= \frac{T}{\frac{D}{2}} \\ &= \frac{6494,85}{6/2} \\ &= 2164,95 \text{ lb} \\ F_{yv} &= F \cos 20 \\ &= 2034,39 \text{ lb} \\ F_{yh} &= F \sin 20 \\ &= 740,46 \text{ lb} \end{aligned}$$

Beban Z :

Material roda gigi yang digunakan adalah Steel BHN 363, yang mana memiliki spesifikasi sebagai berikut:

$$\rho = 0,284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 6 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$n = 1164 \text{ RPM}$$

$$P = 120 \text{ hp}$$

Dari spesifikasi diatas, kemudian langkah berikutnya menghitung volume roda gigi yang mana memiliki masa jenis tertentu sehingga dapat dilakukan perhitungan berat dari roda gigi. Perhitungan volume dan berat dari roda gigi pada poros 2 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 6^2 \times 2 = 56,52 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_z &= \rho \times V \\ &= 0,284 \times 56,52 \\ &= 16,05 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{1164} \\ &= 6494,85 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_z &= \frac{T}{\frac{D}{2}} \\ &= \frac{6494,85}{6/2} \\ &= 2164,95 \text{ lb} \\ F_{zv} &= F \sin 42 \\ &= 1448,6 \text{ lb} \\ F_{zh} &= F \cos 42 \\ &= 1608,9 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu vertikal:

- $\sum MA_v = 0$
- $6,25 MA + 2(6,25 + 8,75)MB + 8,75MC = -1163,61 \times 3 \times 3,25 \left(1 + \frac{3}{6,25}\right) - (-2018,34) \times 5,5 \times 3,25 \left(1 + \frac{5,5}{8,75}\right) - (-1432,58) \times 3 \times 5,75 \left(1 + \frac{3}{8,75}\right)$
 $6,25 MA + 30MB + 8,75MC = -16790,9 + 58755,3 + 33183,9$
 $6,25 MA + 30MB + 8,75MC = 75148,3$
 $MA = 0$;
 $30MB + 8,75MC = 75148,3$
- $8,75 MB + 2(8,75 + 0)MC + 0MD = -(-2018,34) \times 3,25 \times 5,5 \left(1 + \frac{3,25}{8,75}\right) - (-1432,58) \times 3 \times 5,75 \left(1 + \frac{3}{8,75}\right)$
 $8,75 MB + 17,5MC = 49478,16 + 33184,69243$
 $8,75 MB + 17,5MC = 82662,85243$
- Dengan metode eliminasi didapatkan nilai :
 $MB = 1319,68$ $MC = 4063,75$
- $1319,68 - (2018,34 \times 3,25) - (1432,58 \times 5,75) + (8,75 \times Rc) = 0$
 $8,75 Rc = 13477,26$
 $Rc = 1540,2582$
- $1163,61 \times 3 - 6,25 \times Rb - 9,5 \times 2018,34 - 1432,58 \times 12 + 1540,2582 \times 15 = 0$
 $-9770,487 - 6,25 Rb = 0$
 $Rb = -1563,27$
- $1319,68 + 1163,61 \times 3,25 - 6,25 Ra = 0$
 $Ra = 816,226$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu horizontal:

- $\sum MA_h = 0$
- $6,25 MA + 2(6,25 + 8,75)MB + 8,75MC = -403,88 \times 3 \times 3,25 \left(1 + \frac{3}{6,25}\right) - 740,46 \times 5,5 \times 3,25 \left(1 + \frac{5,5}{8,75}\right) - (-1608,9) \times 3 \times 5,75 \left(1 + \frac{3}{8,75}\right)$
 $6,25 MA + 30MB + 8,75MC = -5827,9884 - 21555,3195 + 37269,01929$
 $30MB + 8,75MC = 9885,71$
- $8,75 MB + 2(8,75 + 0)MC + 0MD = -740,46 \times 3,25 \times 5,5 \left(1 + \frac{3,25}{8,75}\right) - (-1608,9) \times 3 \times 5,75 \left(1 + \frac{3}{8,75}\right)$
 $8,75 MB + 17,5MC = -18151,848 + 37269,01929$
 $8,75 MB + 17,5MC = 19117,17129$
- Dengan metode eliminasi didapatkan nilai :
 $MB = 12,765$ $MC = 1086,026$
- $-12,765 + (740,46 \times 3,25) - (1608,9 \times 5,75) + (8,75 \times Rc) = 0$
 $Rc = 783,708$

- $403,88 \times 3 - 6,25 \times R_b + 9,5 \times 740,46 - 1608,9 \times 12 + 783,708 \times 15 = 0$
 $R_b = 111,1728$
- $-12,765 + 403,88 \times 3,25 - 6,25 R_a = 0$
 $R_a = 207,9752$

Menghitung momen bending pada arah vertikal:

- $m_1 = -R_a \cdot X_1$
 $X_1(0) = 0$
 $X_1(3) = -2448,678$
- $m_2 = -R_a(3+X_2) + 1163,61X_2$
 $= -816,226(3+X_2) + 1163,61X_2$
 $= -2448,678 - 816,226X_2 + 1163,61X_2$
 $= -2448,678 + 347,384X_2$
 $X_2(0) = -2448,678$
 $X_2(3,25) = -1319,68$
- $m_3 = -R_a(6,25+X_3) + 1163,61(3,25+X_3) + 1563,27X_3$
 $= -816,226(6,25+X_3) + 1163,61(3,25+X_3) + 1563,27X_3$
 $= -5101,4125 - 816,226X_3 + 3781,7325 + 1163,61X_3 + 1563,27X_3$
 $= -1319,68 + 1910,654X_3$
 $X_3(0) = -1319,68$
 $X_3(3,25) = 4889,9455$
- $m_4 = -R_a(9,5+X_4) + 1163,61(6,5+X_4) + R_b(3,25+X_4) - 2018,34X_4$
 $= -816,226(9,5+X_4) + 1163,61(6,5+X_4) + 1563,27(3,25+X_4) - 2018,34X_4$
 $= -7754,147 - 816,226X_4 + 7563,465 + 1163,61X_4 + 5080,6275 + 1563,27X_4 - 2018,34X_4$
 $= 4889,9455 - 107,686X_4$
 $X_4(0) = 4889,9455$
 $X_4(2,5) = 4620,7305$
- $m_5 = 3 \times R_c$
 $= 3 \times 1540,2582$
 $= 4620,7746$

Menghitung momen bending pada arah horizontal:

- $m_1 = -R_a \cdot X_1$
 $X_1(0) = 0$
 $X_1(3) = -623,9256$
- $m_2 = -R_a(3+X_2) + 1163,61X_2$
 $= -207,9752(3+X_2) + 403,88X_2$
 $= -623,9256 - 207,9752X_2 + 403,88X_2$
 $= -623,9256 + 347,384X_2$
 $X_2(0) = -623,9256$
 $X_2(3,25) = 505,0724$
- $m_3 = -R_a(6,25+X_3) + 403,88(3,25+X_3) - R_bX_3$
 $= -207,9752(6,25+X_3) + 403,88(3,25+X_3) - 111,1728X_3$
 $= -1299,845 - 207,9752X_3 + 1312,61 + 403,88X_3 - 111,1728X_3$

$$\begin{aligned}
 &= 12,765 + 84,732X_3 \\
 X_3(0) &= 12,765 \\
 X_3(3,25) &= 288,144 \\
 \bullet \quad m_4 &= -Ra(9,5+X_4) + 403,88(6,5+X_4) - Rb(3,25+X_4) + 740,46X_4 \\
 &= -207,9752(9,5+X_4) + 403,88(6,5+X_4) - 111,1728(3,25+X_4) + 740,46X_4 \\
 &= -1975,7644 - 207,9752X_4 + 2625,22 + 403,88X_4 - 361,3116 - \\
 &\quad 111,1728X_4 + 740,46X_4 \\
 &= 288,144 + 825,192X_4 \\
 X_4(0) &= 288,144 \\
 X_4(2,5) &= 2351,124 \\
 \bullet \quad m_5 &= 3 \times Rc \\
 &= 3 \times 783,708 \\
 &= 2351,124
 \end{aligned}$$

2. Analisa Fatigue

Diketahui :

$$D = 3,1496 \text{ in.}$$

$$S_f = 2$$

$$M = 4889,9455 \text{ lb.in.}$$

$$\begin{aligned}
 \bullet \quad \sigma &= \pm \frac{Mc}{I} \\
 &= \pm \frac{4889,9455 \times \frac{3,1496}{2}}{\frac{\pi}{64} \times 3,1496^4} \\
 &= \pm 1593,54 \text{ psi} \\
 \bullet \quad \sigma_{avg} &= 0 ; \sigma_a = 1593,54 ; K_{fb} = 2 \\
 \bullet \quad T &= 6494,85 \text{ lb.in.} \\
 \bullet \quad \tau &= \frac{Tc}{J} \\
 &= \frac{6494,85 \times \frac{3,1496}{2}}{\frac{\pi}{32} \times 3,1496^4} \\
 &= 1058,27 \text{ psi} \\
 \bullet \quad \tau_{avg} &= 1058,27 ; \tau_a = 0 ; K_{ft} = 1,6
 \end{aligned}$$

3. MSST (Maximum Shear Stress) + Soderberg

$$\begin{aligned}
 &\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f} \\
 &\left[\left(2 \times \frac{S_y}{2} \times 1593,54 \right)^2 + 4 (1058,27)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2} \\
 &\sqrt{40629949,6923734 + 17919087,33} = \frac{S_y}{2} \\
 S_y &= 15303,4684986 \text{ Psi}
 \end{aligned}$$

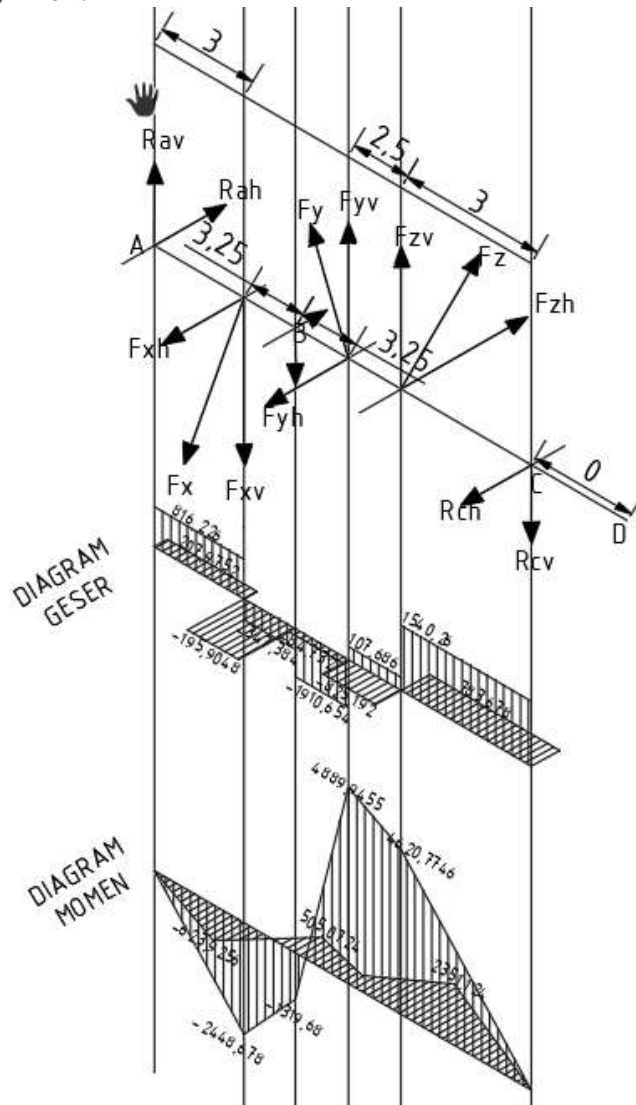
4. MDET (Maximum Distorsion Energy) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + Kfb \times \frac{Sy}{Sc} \times \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_{avg} + Kft \times \frac{Sy}{Sc} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{Sy}{Sf}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{Sy}{\frac{1}{2}Sy} \times 1593,54 \right)^2 + 3 (1058,27)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{Sy}{2}$$

$$\sqrt{552743336,98 + 10079486,623} = \frac{Sy}{2}$$

$$S_y = 14242,1116 \text{ Psi}$$



Gambar 32. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 2 Sistem Transmisi Alternatif 1

c. Perhitungan poros 3

1. Menghitung beban pada poros

Material roda gigi yang digunakan adalah Steel BHN 363, yang mana memiliki spesifikasi sebagai berikut:

Beban X :

$$\rho = 0,284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 6 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$n = 1164 \text{ RPM}$$

$$P = 120 \text{ hp}$$

Dari spesifikasi diatas, kemudian langkah berikutnya menghitung volume roda gigi yang mana memiliki masa jenis tertentu sehingga dapat dilakukan perhitungan berat dari roda gigi. Perhitungan volume dan berat dari roda gigi pada poros 3 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 6^2 \times 2 \\ &= 56,52 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_x &= \rho \times V \\ &= 0,284 \times 56,52 \\ &= 16,05 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{1164} \\ &= 6494,85 \text{ lb in} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{T}{D/2} \\ &= \frac{6494,85}{6/2} \\ &= 2164,95 \text{ lb} \\ F_{xv} &= F_x \sin 42 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 1448,63 \text{ lb} \\
 F_{xh} &= F_x \cos 42 \\
 &= 1608,87 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Beban Y :

Material roda gigi yang digunakan adalah Steel BHN 363, yang mana memiliki spesifikasi sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \rho &= 0,284 \text{ lb/in}^3 \\
 D &= 6 \text{ in} \\
 b &= 2 \text{ in} \\
 n &= 1164 \text{ RPM} \\
 P &= 120 \text{ hp}
 \end{aligned}$$

Dari spesifikasi diatas, kemudian langkah berikutnya menghitung volume roda gigi yang mana memiliki masa jenis tertentu sehingga dapat dilakukan perhitungan berat dari roda gigi. Perhitungan volume dan berat dari roda gigi pada poros 3 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\
 &= \frac{\pi}{4} \times 6^2 \times 2 \\
 &= 56,52 \text{ in}^3
 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned}
 W_y &= \rho \times V \\
 &= 0,284 \times 56,52 \\
 &= 16,05 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T \times n}{63000} \\
 T &= \frac{P \times 63000}{n} \\
 &= \frac{120 \times 63000}{1164} \\
 &= 6494,85 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_y &= \frac{T}{D/2} \\
 &= \frac{6494,85}{6/2} \\
 &= 2164,95 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{yv} &= F_y \sin 64 \\
 &= 1945,84 \text{ lb} \\
 F_{yh} &= F_x \cos 64 \\
 &= 949,05 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu vertikal:

$$\begin{aligned}
 \sum MA &= 0 \\
 0 &= (3 \times 1464,68) + (7 \times 1961,89) - 10 \text{ RB} \\
 &= 4394,04 + 13733,23 - 10 \text{ RB} \\
 10 \text{ R}_B &= 18127,3 \\
 \text{R}_B &= 1812,73 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_A - F_x - F_y + R_B &= 0 \\
 R_A &= F_x + F_y - R_B \\
 R_A &= 1448,63 + 1945,84 - 1812,73 \\
 R_A &= 1581,74
 \end{aligned}$$

Momen Bending yang searah vertikal.

$$\begin{aligned}
 M_{xv} &= 3 \times R_A \\
 &= 3 \times 1581,74 \\
 &= 4745,22 \text{ lb} \\
 M_{yv} &= 3 \times R_B \\
 &= 3 \times 1812,73 \\
 &= 5438,19 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu horizontal.

$$\begin{aligned}
 \sum MA &= 0 \\
 0 &= 3 \cdot 1608,87 + 7 \cdot 949,05 - 10 \text{ RB} \\
 0 &= 4826,61 + 6643,35 - 10 \text{ RB} \\
 10 \text{ RB} &= 11470 \\
 \text{RB} &= 1147 \text{ lb} \\
 R_A - F_x - F_y + R_B &= 0 \\
 R_A &= F_x + F_y - R_B \\
 &= 1608,87 + 949,05 - 1147 \\
 &= 1410,92 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Momen Bending yang searah horizontal.

$$\begin{aligned}
 M_{xH} &= 3 \times R_A \\
 &= 3 \times 1410,92 \\
 &= 4232,76 \\
 M_{yH} &= 3 \times R_b \\
 &= 3 \times 1147 \\
 &= 3441
 \end{aligned}$$

Dari kedua arah momen bending, yaitu momen bending vertikal dan momen bending horizontal, dilakukan perhitungan momen bending dengan cara pythagoras, sehingga didapatkan perhitungan sebagai berikut :

$$M_x = \sqrt{M_{xv}^2 + M_{xh}^2}$$

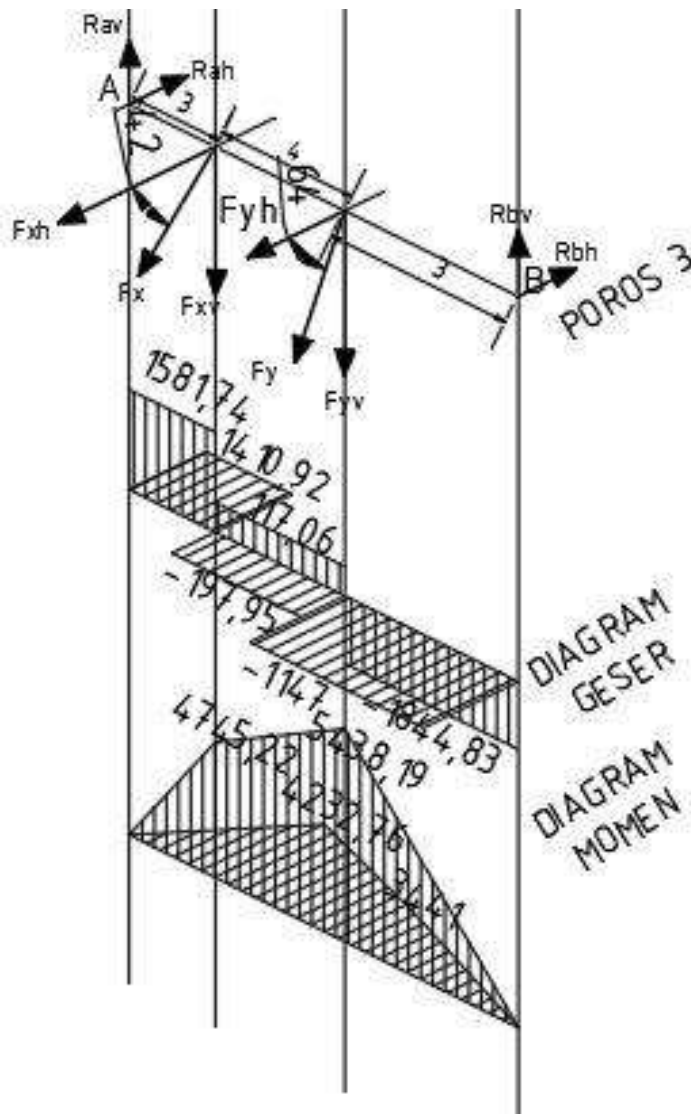
$$= \sqrt{4745,22^2 + 4232,76}$$

$$= 6358,72 \text{ lb in}$$

$$M_y = \sqrt{Myv^2 + Myh^2}$$

$$= \sqrt{5438,19^2 + 3441^2}$$

$$= 6435,4 \text{ lb in}$$



Gambar 33. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 3 Sistem Transmisi Alternatif 1

2. Analisa Fatigue

Diketahui :

$$D = 2,5591 \text{ in.}$$

$$S_f = 2$$

$$M = 6435,4 \text{ lb.in.}$$

- $\sigma = \pm \frac{Mc}{I}$

$$= \pm \frac{6435,4 \times \frac{2,5591}{2}}{\frac{\pi}{64} \times 2,5591^4}$$

$$= \pm 3909,66 \text{ psi}$$
- $\sigma_{avg} = 0$; $\sigma_a = 3909,66$; $K_{fb} = 2$
- $T = 6494,85 \text{ lb.in.}$
- $\tau = \frac{Tc}{J}$

$$= \frac{6494,85 \times \frac{2,5591}{2}}{\frac{\pi}{32} \times 2,5591^4}$$

$$= 1972,89 \text{ psi}$$
- $\tau_{avg} = 1972,89$; $\tau_a = 0$; $K_{ft} = 1,6$

3. MSST (Maximum Shear Stress) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{Sy}{Sc} \times \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{Sy}{Sc} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{Sy}{Sf}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{Sy}{\frac{1}{2}Sy} \times 3909,66 \right)^2 + 4 (1972,89)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{Sy}{2}$$

$$\sqrt{244567198,71 + 62276580,16} = \frac{Sy}{2}$$

$$S_y = 35033,9 \text{ Psi}$$

4. MDET (Maximum Distorsion Energy) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{Sy}{Sc} \times \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{Sy}{Sc} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{Sy}{Sf}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{Sy}{\frac{1}{2}Sy} \times 3909,66 \right)^2 + 3 (1972,89)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{Sy}{2}$$

$$\sqrt{244567198,7 + 35030576,3} = \frac{Sy}{2}$$

$$S_y = 33442,35 \text{ Psi}$$

d. Poros 4

1. Menghitung beban pada poros

Material roda gigi yang digunakan adalah Steel BHN 363, yang mana memiliki spesifikasi sebagai berikut:

$$\rho = 0.284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 10 \text{ in.}$$

$$b = 2 \text{ in.}$$

$$P = 120 \text{ HP}$$

$$n = 698 \text{ rpm}$$

Dari spesifikasi diatas, kemudian langkah berikutnya menghitung volume roda gigi yang mana memiliki masa jenis tertentu sehingga dapat dilakukan perhitungan berat dari roda gigi. Perhitungan volume dan berat dari roda gigi pada poros 4 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 10^2 \times 2 = 157 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_x &= \rho \times V \\ &= 0.284 \times 157 \\ &= 44,588 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{698} \\ &= 10830,9 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F &= \frac{T}{D/2} \\ &= \frac{10500}{10/2} \\ &= 2166,19 \text{ lb} \\ F_{xv} &= F \cos 20^\circ \\ &= 2035,55 \text{ lb.} \\ F_{xh} &= F \sin 20^\circ \\ &= 740,88 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu vertikal:

Vertikal

$$\sum MA = 0$$

$$0 = 3 \times 2080,138 - 6 R_b$$

$$= 6240,41 - 6 R_b$$

$$6 R_b = 6240,41$$

$$R_b = 1040,07$$

$$F_{xv} = R_A + R_B$$

$$R_A = F_{xv} - R_B$$

$$= 2080,138 - 1040,07$$

$$= 1040,068$$

Menghitung momen bending yang searah vertikal.

Momen Bending

$$M_{av} = 3 \times R_A$$

$$= 3 \times 995,481$$

$$= 2986,443$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu horizontal:

$$\sum M_{ah} = 0$$

$$0 = -3 \times 740,88 + 6 R_B$$

$$0 = -2222,64 + 6 R_B$$

$$6 R_B = 2222,64$$

$$R_B = 370,44 \text{ lb}$$

$$R_A = F_{xh} - R_B$$

$$= 740,88 - 370,44$$

$$= 370,44 \text{ lb}$$

Menghitung momen bending yang searah horizontal.

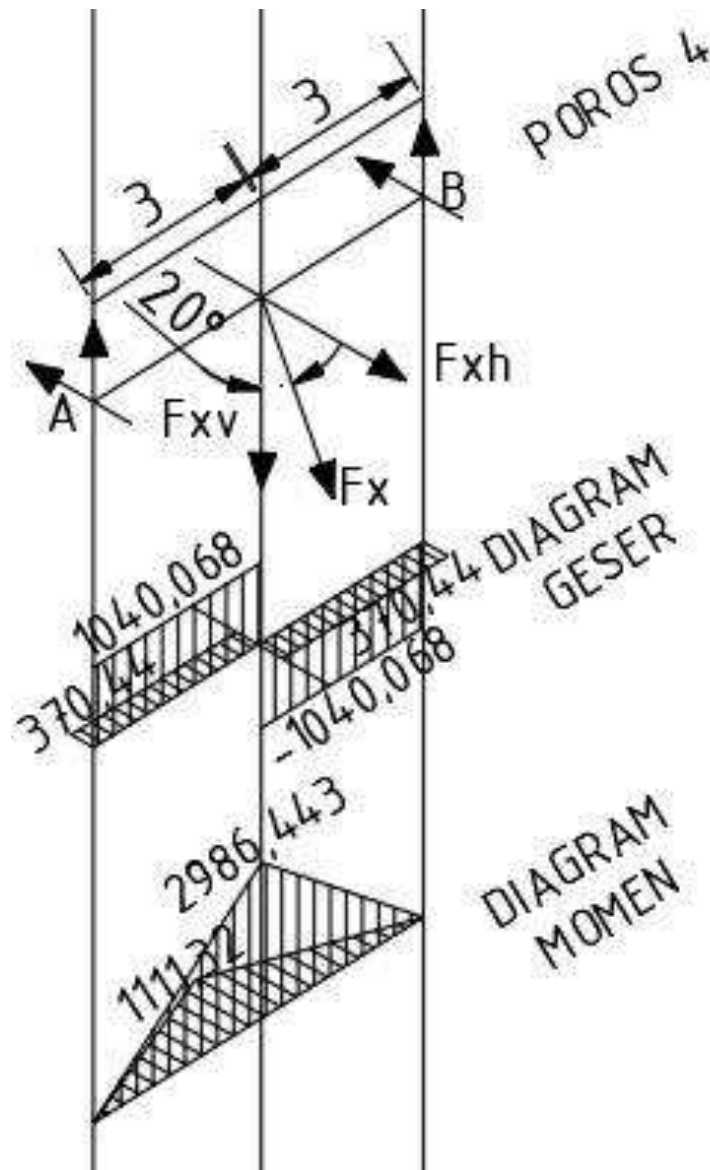
$$M_{ah} = 3 \times R_{ah}$$

$$= 3 \times 370,44$$

$$= 1111,32$$

Dari kedua arah momen bending, yaitu momen bending vertikal dan momen bending horizontal, dilakukan perhitungan momen bending dengan cara pythagoras, sehingga didapatkan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{M_{av}^2 + M_{ah}^2} \\ &= \sqrt{2986,443^2 + 1111,32^2} \\ &= 3186,51 \text{ lb in} \end{aligned}$$



Gambar 34. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 4 Sistem Transmisi Alternatif 1

2. Analisa Fatigue

Diketahui :

$$D = 2,5591 \text{ in.}$$

$$S_f = 2$$

$$M = 3186,51 \text{ lb.in.}$$

- $\sigma = \pm \frac{Mc}{I}$

$$= \pm \frac{3186,51 \times \frac{2,5591}{2}}{\frac{\pi}{64} \times 2,5591^4}$$

$$= \pm 1935,88 \text{ psi}$$

- $\sigma_{avg} = 0$; $\sigma_a = 1935,88$; $K_{fb} = 2$
- $T = 10830,9 \text{ lb.in.}$
- $\tau = \frac{Tc}{J}$

$$= \frac{10830,9 \times \frac{2,5591}{2}}{\frac{\pi}{32} \times 2,5591^4}$$

$$= 3290,03 \text{ psi}$$

- $\tau_{avg} = 3290,03$; $\tau_a = 0$; $K_{ft} = 1,6$

3. MSST (Maximum Shear Stress) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{\frac{1}{2}S_y} \times 1935,88 \right)^2 + 4 (3290,03)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{59962217,897 + 173188827,18} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 30538,57 \text{ Psi}$$

4. MDET (Maximum Distorsion Energy) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{\frac{1}{2}S_y} \times 1935,88 \right)^2 + 3 (3290,03)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{59962217,897 + 97418715,29} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 25090,31 \text{ Psi}$$

e. Poros 5

1. Menghitung beban pada poros

Material roda gigi yang digunakan adalah Steel BHN 363, yang mana memiliki spesifikasi sebagai berikut:

$$\rho = 0.284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 10 \text{ in.}$$

$$b = 2 \text{ in.}$$

$$P = 120 \text{ HP}$$

$$n = 698 \text{ rpm}$$

Dari spesifikasi diatas, kemudian langkah berikutnya menghitung volume roda gigi yang mana memiliki masa jenis tertentu sehingga dapat dilakukan perhitungan berat dari roda gigi. Perhitungan volume dan berat dari roda gigi pada poros 1 adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 10^2 \times 2 = 157 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_x &= \rho \times V \\ &= 0.284 \times 157 \\ &= 44,588 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$P = \frac{T \times n}{63000}$$

$$\begin{aligned} T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{698} \\ &= 10830,9 \text{ lb.in.} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F &= \frac{T}{D/2} \\ &= \frac{10830,9}{10/2} \\ &= 2166,19 \text{ lb} \\ F_{xv} &= F \sin 64 \\ &= 1946,96 \text{ lb.} \\ F_{xh} &= F \cos 64 \\ &= 949,595 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu vertikal:

Vertikal

$$\begin{aligned} \sum MA &= 0 \\ 0 &= -3 \times 1946,96 + 6 R_b \\ &= -5840,88 + 6 R_b \\ 6 R_b &= 5840,88 \\ R_b &= 973,48 \\ F_{xv} &= R_A + R_B \\ R_A &= F_{xv} - R_B \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 1946,96 - 973,48 \\
 &= 973,48
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah vertikal.

Momen Bending

$$\begin{aligned}
 Mav &= 3 \times RA \\
 &= 3 \times 973,48 \\
 &= 2920,44
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang bekerja searah pada sumbu horizontal:

$$\begin{aligned}
 \sum Mah &= 0 \\
 0 &= -3 \times 949,595 + 6 RB \\
 0 &= -2848,785 + 6 RB \\
 6 RB &= 2848,785 \\
 RB &= 474,7975 \text{ lb} \\
 RA &= F_{XH} - RB \\
 &= 949,595 - 474,7975 \\
 &= 474,7975 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah horizontal.

$$\begin{aligned}
 Mah &= 3 \times Rah \\
 &= 3 \times 474,7975 \\
 &= 1424,3925
 \end{aligned}$$

Dari kedua arah momen bending, yaitu momen bending vertikal dan momen bending horizontal, dilakukan perhitungan momen bending dengan cara pythagoras, sehingga didapatkan perhitungan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 M &= \sqrt{Mav^2 + Mah^2} \\
 &= \sqrt{2920,44^2 + 1424,3925^2} \\
 &= 3249,29 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

2. Analisa Fatigue

Diketahui :

$$Di = 2,5591 \text{ in.}$$

$$Do = 3,1496 \text{ in.}$$

$$c = (Do - Di)/2$$

$$S_f = 2$$

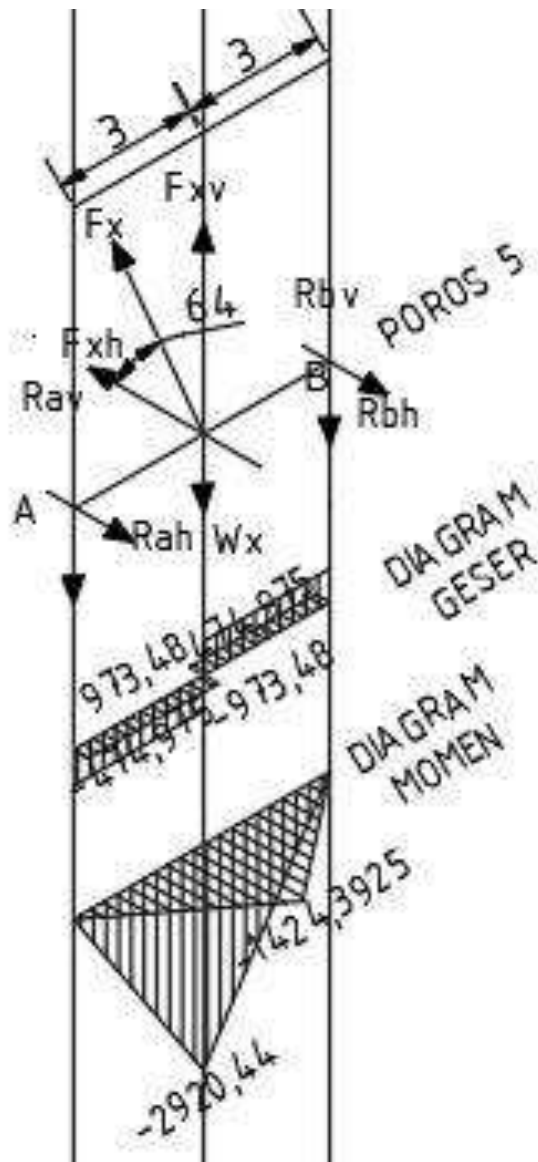
$$M = 3249,29 \text{ lb.in.}$$

$$\begin{aligned}
 \bullet \quad \sigma &= \pm \frac{Mc}{I} \\
 &= \pm \frac{3249,29 \times \frac{0,5905}{2}}{\frac{\pi}{64} \times (3,1496^4 - 2,5591^4)} \\
 &= \pm 351,89 \text{ psi} \\
 \bullet \quad \sigma_{avg} &= 0 ; \sigma_a = 351,89 ; K_{fb} = 2
 \end{aligned}$$

- $T = 10830,9 \text{ lb.in.}$
- $\tau = \frac{Tc}{J}$

$$= \frac{10830,9 \times \frac{0,5905}{2}}{\frac{\pi}{32} \times (3,1496^4 - 2,5591^4)}$$

$$= 586,49 \text{ psi}$$
- $\tau_{avg} = 586,49; \tau_a = 0; K_{ft} = 1,6$
-



Gambar 35. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 5 Sistem Transmisi Alternatif 1

3. MSST (Maximum Shear Stress) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + Kfb \times \frac{Sy}{Sc} \times \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{avg} + Kft \times \frac{Sy}{Sc} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{Sy}{Sf}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{sy}{\frac{1}{2}sy} \times 351,89 \right)^2 + 4 (586,49)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{sy}{2}$$

$$\sqrt{1981253,88 + 5503461,55} = \frac{sy}{2}$$

$$S_y = 5471,64 \text{ Psi}$$

4. MDET (Maximum Distirision Energy) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + Kfb \times \frac{Sy}{Sc} \times \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_{avg} + Kft \times \frac{Sy}{Sc} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{Sy}{Sf}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{sy}{\frac{1}{2}sy} \times 351,89 \right)^2 + 3 (586,49)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{sy}{2}$$

$$\sqrt{1981253,88 + 3095697,12} = \frac{sy}{2}$$

$$S_y = 4506,42 \text{ Psi}$$

Dari perhitungan poros pada Sistem Transmisi Alternatif 1 didapatkan Yield Strength yang menjadi beban operasional. Kemudian dipilih material yang memiliki yield strength lebih dari beban operasional. Tabel 7 menunjukkan beban operasional pada poros – poros Sistem Transmisi Alternatif 1. Material yang dipilih adalah SAE 4340/ BHN 363/ dengan yield strength 126000 Psi. Desain ini dikatakan aman dengan nilai aman 2,6.

Tabel 7. Beban operasional Poros Sistem Transmisi Alternatif 1

	MSST (Psi)	MDET (Psi)
poros 1	17016,73988	15820,2752
poros 2	47777,08339	47447,77439
poros 3	35033,91379	33442,35488
poros 4	30538,56873	25090,31153
poros 5	5471,641595	4506,418092

C. Perhitungan Basic Dynamic Load Bearing

Perhitungan ini digunakan untuk memilih memilih ukuran bearing yang akan dipakai berdasarkan basic dynamic load yang terjadi pada bearing. Tabel berikut ini adalah perhitungan basic dynamic load bearing pada Sistem Transmisi Alternatif 1.

Tabel 8. Design Life Sistem Transmisi Alternatif 1

L10, h	rpm	60 min/h	Ld (rev)
5000	2765	60	8,3,E+08
5000	1000	60	3,0,E+08
5000	1000	60	3,0,E+08
5000	600	60	1,8,E+08
5000	600	60	1,8,E+08

Dimana :

L_d = Design life (rev)

h = L_{10} life

Tabel 9. Basic Dynamic Load Rating Sistem Transmisi Alternatif 1

	P_d (lb)	L_d (rev)	10^6	k	C (lb)
Poros 1	161,39	8,3,E+08	1000000	3,33	1214,502
Poros2	646,173	3,0,E+08	1000000	3,33	3582,854
Poros 3	646,173	3,0,E+08	1000000	3,33	3582,854
Poros 4	297,5	1,8,E+08	1000000	3,33	1414,966
Poros 5	381,32	1,8,E+08	1000000	3,33	1813,63

Dimana:

C = basic dynamic load rating (lb)

P_d = design load

$k = 3$ (ball bearing)

$k = 3,33$ (roller bearing)

Tabel 10. Required Basic Dynamic Load Rating Sistem Transmisi Alternatif 2

	P_d	f_L	f_N	C (lb)
Poros 1	161,39	1,9	0,239	1283,017
Poros 2	646,173	1,9	0,36	3410,358
Poros 3	646,173	1,9	0,36	3410,358
Poros 4	297,5	1,9	0,42	1345,833
Poros 5	381,32	1,9	0,42	1725,019

Dimana:

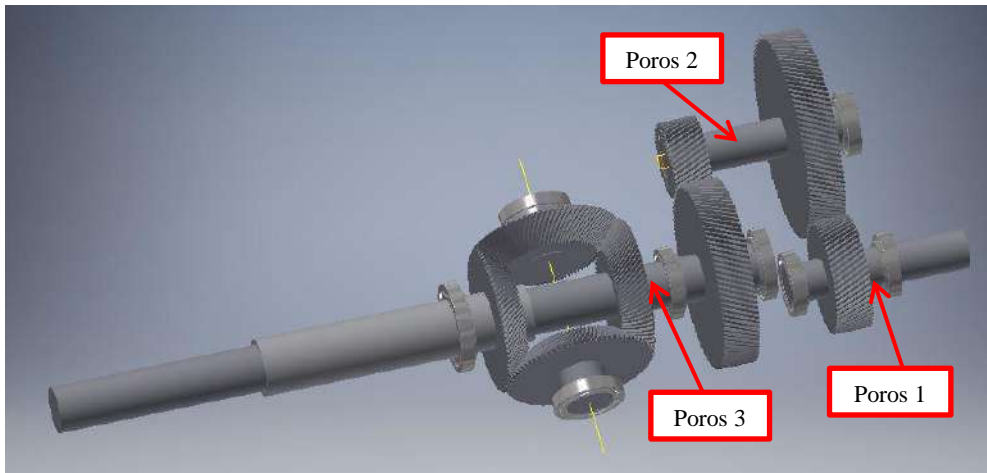
f_N = speed factor

f_L = life factor

4.3.2 Sistem Transmisi Alternatif 2

Data – data perencanaan yang diketahui adalah sebagai berikut :

- hp = 120 HP
- RPM input = 3200 RPM
- RPM Output = 698 RPM



Gambar 36. Mekanisme Sistem Transmisi Alternatif 2

A. Perencanaan Roda Gigi

Pada perancangan sistem transmisi contra rotating yang ke dua ini direncanakan pengurangan putaran atau reduksi sebanyak 2 tingkat. Tingkat yang pertama dari putaran awal sebesar 3200 RPM direduksi menjadi 1745 RPM, kemudian direduksi lagi menjadi putaran output sebesar 698 RPM. Kemudian rasio ini yang dijadikan sebagai diameter roda gigi. Rasio pengurangan roda gigi dapat dilihat pada Tabel 4.4 berikut.

Tabel 11. Perhitungan Rasio Gear Box Transmisi 2

RPM in	Rasio 1	RPM 1	Rasio 2	RPM 2
3200	1 5/6	1745	2 1/2	698

1. Menghitung jumlah gigi pada roda gigi reduksi yang pertama

Dari perhitungan rasio, untuk reduksi yang pertama diketahui :

$$D_P = 6 \text{ in.}$$

$$D_G = 11 \text{ in.}$$

- Circular pitch dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$= \frac{3,14}{10} = 0,314 \text{ in.}$$

Dimana :

$$\pi = 3,14$$

P = diametral pitch (teeth/in.)

= 10 (teeth/in.) (direncanakan berdasarkan Tabel)

hp=120 HP

- Center of Distance dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$cd = \frac{D_P + D_G}{2} \quad \text{atau } cd = \frac{p}{2\pi} (N_P + N_G)$$

$$= \frac{6+11}{2} = 8,5 \text{ in.}$$

- Jumlah Gigi

$$\frac{D_P}{D_G} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$\frac{6}{11} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$N_G = \frac{11}{6} N_P$$

$$N_P + N_G = N_P + \frac{11}{6} N_P$$

$$= \frac{17}{6} N_P$$

$$\frac{17}{6} N_P = \frac{cd \cdot 2\pi}{p}$$

$$\frac{17}{6} N_P = \frac{8,5 \times 2 \times 3,14}{0,314}$$

$$\frac{17}{6} N_P = 170$$

$$N_P = \frac{170 \times 6}{17}$$

$$N_P = 60 \text{ teeth}$$

$$N_G = \frac{11}{6} N_P$$

$$= \frac{11}{6} \times 60$$

$$= 110 \text{ teeth}$$

2. Menghitung Torsi

Torsi yang dapat ditransmisikan oleh gear dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$hp = \frac{Tn}{63000}$$

$$T = \frac{hp \cdot 63000}{n}$$

$$T = \frac{120 \cdot 63000}{3200}$$

$$T = 2362,5 \text{ lb.in.}$$

3. Menghitung kecepatan putaran roda gigi

$$V_p = \frac{\pi D n}{12}$$

$$V_p = \frac{\pi \times 6 \times 3200}{12}$$

$$= 5028,571 \text{ ft/min}$$

4. Menghitung gaya tangensial

$$F_t = \frac{T \cdot 2}{D}$$

$$F_t = \frac{2362,5 \times 2}{6}$$

$$F_t = 787,5 \text{ lb}$$

5. Menghitung beban dinamis

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{Vp}}{78} F_t$$

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{5028,571}}{78} \times 787,5$$

$$F_d = 1503,443 \text{ lb}$$

6. Menghitung normal pitch diameter

$$P_n = \frac{P}{\cos \psi}$$

$$P_n = \frac{10}{\cos 25}$$

$$P_n = \frac{10}{0,906}$$

$$P_n = 11,038$$

7. Menghitung beban keausan izin

$$K = \frac{F_d \cdot \cos^2 \psi}{D b Q}$$

$$K = \frac{1503,443 \times 0,906^2}{6 \times 2 \times Q}$$

Dimana :

$$Q = \frac{2N_G}{N_p + N_G}$$

$$Q = \frac{2 \times 110}{60 + 110}$$

$$Q = 1,29411$$

Sehingga :

$$K = \frac{1503,443 \times 0,906^2}{6 \times 2 \times 1,29411}$$

$$K = 79,4672$$

8. Menghitung tegangan yang diizinkan

$$S = \frac{F_d P_n}{Y_b}$$

Dimana :

Y_b = Faktor bentuk Lewis (didapat dari Tabel Form Factor Lewis)

$$S = \frac{1503,443 \times 11,038}{0,421}$$

$$S = 19708,18 \text{ Psi}$$

Menghitung roda gigi reduksi tingkat ke dua

1. Menghitung jumlah gigi pada roda gigi reduksi yang kedua

Dari perhitungan rasio, untuk reduksi yang kedua diketahui :

$$D_P = 4 \text{ in.}$$

$$D_G = 10 \text{ in.}$$

- Circular pitch dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$= \frac{3,14}{10} = 0,314 \text{ in.}$$

Dimana :

$$\pi = 3,14$$

P = diametral pitch (teeth/in.)

= 10 (teeth/in.) (direncanakan berdasarkan Tabel)

hp=120 HP

- Center of Distance dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$cd = \frac{D_P + D_G}{2} \quad \text{atau} \quad cd = \frac{p}{2\pi} (N_P + N_G)$$

$$= \frac{4+10}{2} = 7 \text{ in.}$$

- Jumlah Gigi

$$\frac{D_P}{D_G} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$\frac{4}{10} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$N_G = \frac{10}{4} N_P$$

$$N_P + N_G = N_P + \frac{10}{4} N_P$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{14}{4} N_p \\
\frac{14}{4} N_p &= \frac{cd \cdot 2\pi}{p} \\
\frac{14}{4} N_p &= \frac{7 \times 2 \times 3,14}{0,314} \\
\frac{14}{4} N_p &= 140 \\
N_p &= \frac{140 \times 4}{14} \\
N_p &= 40 \text{ teeth} \\
N_G &= \frac{10}{4} N_p \\
&= \frac{10}{4} \times 40 \\
&= 100 \text{ teeth}
\end{aligned}$$

2. Menghitung Torsi

Torsi yang dapat ditransmisikan oleh gear dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
hp &= \frac{Tn}{63000} \\
T &= \frac{hp \cdot 63000}{n} \\
T &= \frac{120 \cdot 63000}{1745} \\
T &= 4332,378 \text{ lb.in.}
\end{aligned}$$

3. Menghitung kecepatan putaran roda gigi

$$\begin{aligned}
V_p &= \frac{\pi D n}{12} \\
V_p &= \frac{\pi \times 4 \times 1745}{12} \\
&= 2409,762 \text{ ft/min}
\end{aligned}$$

4. Menghitung gaya tangensial

$$\begin{aligned}
F_t &= \frac{T \cdot 2}{D} \\
F_t &= \frac{4332,378 \times 2}{4} \\
F_t &= 2166,189 \text{ lb}
\end{aligned}$$

5. Menghitung beban dinamis

$$\begin{aligned}
F_d &= \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} F_t \\
F_d &= \frac{78 + \sqrt{2409,762}}{78} \times 2166,189
\end{aligned}$$

$$F_d = 1503,443 \text{ lb}$$

6. Menghitung normal pitch diameter

$$P_n = \frac{P}{\cos \psi}$$

$$P_n = \frac{10}{\cos 25}$$

$$P_n = \frac{10}{0,906}$$

$$P_n = 11,038$$

7. Menghitung beban keausan izin

$$K = \frac{F_d \cdot \cos^2 \psi}{D b Q}$$

$$K = \frac{3529,481 \times 0,906^2}{4 \times 2 \times Q}$$

Dimana :

$$Q = \frac{2N_G}{N_p + N_G}$$

$$Q = \frac{2 \times 100}{40 + 100}$$

$$Q = 1,42857$$

Sehingga :

$$K = \frac{3529,481 \times 0,906^2}{4 \times 2 \times 1,42857}$$

$$K = 79,4672$$

8. Menghitung tegangan yang diizinkan

$$S = \frac{F_d P_n}{Y_b}$$

Dimana :

Y_b = Faktor bentuk Lewis (didapat dari Tabel

$$S = \frac{3529,481 \times 11,038}{0,389}$$

$$S = 50072,9 \text{ Psi}$$

Menghitung roda gigi contra rotating pada sistem transmisi yang kedua ini menggunakan *bevel gear*.

1. Menghitung jumlah gigi pada roda gigi kerucut (*bevel gear*)

Dari perhitungan rasio, untuk reduksi yang kedua diketahui :

$$D_P = 8 \text{ in.}$$

$$D_G = 8 \text{ in.}$$

- Circular pitch dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$p = \frac{\pi}{P}$$

$$= \frac{3,14}{10} = 0,314 \text{ in.}$$

Dimana :

$$\pi = 3,14$$

P = diametral pitch (teeth/in.)

= 10 (teeth/in.) (direncanakan berdasarkan Tabel)

hp=120 HP

- Center of Distance dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$cd = \frac{D_P + D_G}{2} \quad \text{atau} \quad cd = \frac{p}{2\pi} (N_P + N_G)$$

$$= \frac{8+8}{2} = 8 \text{ in.}$$

- Jumlah Gigi

$$\frac{D_P}{D_G} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$\frac{8}{8} = \frac{N_P}{N_G}$$

$$N_G = N_P$$

$$N_P + N_G = N_P + N_P$$

$$= 2N_P$$

$$2N_P = \frac{cd \cdot 2\pi}{p}$$

$$2N_P = \frac{8 \times 2 \times 3,14}{0,314}$$

$$2N_P = 160$$

$$N_P = \frac{160}{2}$$

$$N_P = 80 \text{ teeth}$$

$$N_G = N_P$$

$$= 80 \text{ teeth}$$

2. Menghitung Torsi

Torsi yang dapat ditransmisikan oleh gear dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$hp = \frac{Tn}{63000}$$

$$T = \frac{hp \cdot 63000}{n}$$

$$T = \frac{120 \cdot 63000}{698}$$

$$T = 10830,95 \text{ lb.in.}$$

3. Menghitung kecepatan putaran roda gigi

$$V_p = \frac{\pi D n}{12}$$

$$V_p = \frac{\pi \times 8 \times 698}{12}$$

$$= 1666,667 \text{ ft/min}$$

4. Menghitung gaya tangensial

$$F_t = \frac{T \cdot 2}{D}$$

$$F_t = \frac{10830,95 \times 2}{8}$$

$$F_t = 2707,736 \text{ lb}$$

5. Menghitung beban dinamis

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{V_p}}{78} F_t$$

$$F_d = \frac{78 + \sqrt{1666,667}}{78} \times 2707,736$$

$$F_d = 4124,953 \text{ lb}$$

6. Menghitung normal pitch diameter

$$P_n = \frac{P}{\cos \psi}$$

$$P_n = \frac{10}{\cos 25}$$

$$P_n = \frac{10}{0,906}$$

$$P_n = 11,038$$

7. Menghitung beban keausan izin

$$K = \frac{F_d \cdot 0,707}{D}$$

$$K = \frac{4124,953 \times 0,707}{8}$$

Dimana :

$$Q = \frac{2N_G}{N_p + N_G}$$

$$Q = \frac{2 \times 80}{80 + 80}$$

$$Q = 1$$

Sehingga :

$$K = \frac{4124,953 \times 0,906^2}{8}$$

$$K = 364,543$$

8. Menghitung tegangan yang diizinkan

$$S = \frac{3F_d P_n}{2Y_b}$$

Dimana :

Y_b = Faktor bentuk Lewis (didapat dari Tabel Form Factor Lewis)

$$S = \frac{3 \times 4124,953 \times 11,038}{0,436}$$

$$S = 70956,758 \text{ Psi}$$

Dari perhitungan roda gigi, didapat beban keausan izin dan tegangan yang diizinkan dari roda gigi. Sehingga dipilih beban keausan izin dan tegangan yang diizinkan yang memiliki nilai paling besar. Nilai beban keausan izin dan tegangan yang diizinkan yang bernilai paling besar dijadikan acuan dalam memilih material gear. Dalam perencanaan Transmisi 2 ini nilai K yang paling besar adalah 364,543 dan S sebesar 70956,758 Psi. Maka dipilih material yang memiliki kekuatan lebih tinggi atau yield strength yang lebih tinggi dari beban hitungan yaitu AISI E52100 (SAE 52100) BHN 363 yang memiliki yield strength sebesar 139000 Psi. Yang mana memiliki angka aman sebesar 1,95.

B. Perhitungan Poros Sistem Transmisi Alternatif 2

Untuk menentukan berapa dimensi dan material yang aman untuk sistem perporosan dalam gearbox maka dilakukan perhitungan poros. Di dalam perhitungan poros juga dilakukan perencanaan penempatan bearing untuk dapat dilakukan

perhitungan beban. Perhitungan poros dari tiap – tiap poros pada Sistem Transmisi Alternatif 1 adalah sebagai berikut :

a. Poros 1

Dalam perencanaan roda gigi sebelumnya dipilih material steel BHN 363 dan diketahui spesifikasi sebagai berikut.

$$P = 0.284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 6 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$P = 120 \text{ HP}$$

$$n = 3200 \text{ rpm}$$

Untuk mendapatkan berat roda gigi, maka dihitung volume roda gigi terlebih dahulu kemudian dikalikan dengan massa jenis, sehingga didapat berat roda gigi.

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 6^2 \times 2 \\ &= 56,52 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_x &= \rho \times V \\ &= 0,284 \times 56,52 \\ &= 16,05168 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{3200} \\ &= 2362,5 \text{ lb in} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_x &= \frac{T}{D/2} \\
 &= \frac{2362,5}{6/2} \\
 &= 787,5 \text{ lb} \\
 F_{xv} &= F_x \cos 20 \\
 &= 740 \text{ lb} \\
 F_{xh} &= F_x \sin 20 \\
 &= 269,34 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang searah sumbu vertikal.

Vertikal

$$\begin{aligned}
 \sum M_A v &= 0 \\
 - 3 \times 723,95 + 6R_b &= 0 \\
 - 2171,845 + 6 R_b &= 0 \\
 6 R_b &= 2171,845 \\
 R_b &= 361,9742 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{xv} &= R_A + R_B \\
 R_A &= F_{xv} - R_B \\
 &= 723,95 - 361,9472 \\
 &= 361,9742 \text{ lb.}
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah sumbu vertikal.

$$\begin{aligned}
 \sum M_A v &= 3 \times R_A \\
 &= 3 \times 361,9742 \\
 &= 1085,922 \text{ lb.in.}
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang searah sumbu horizontal.

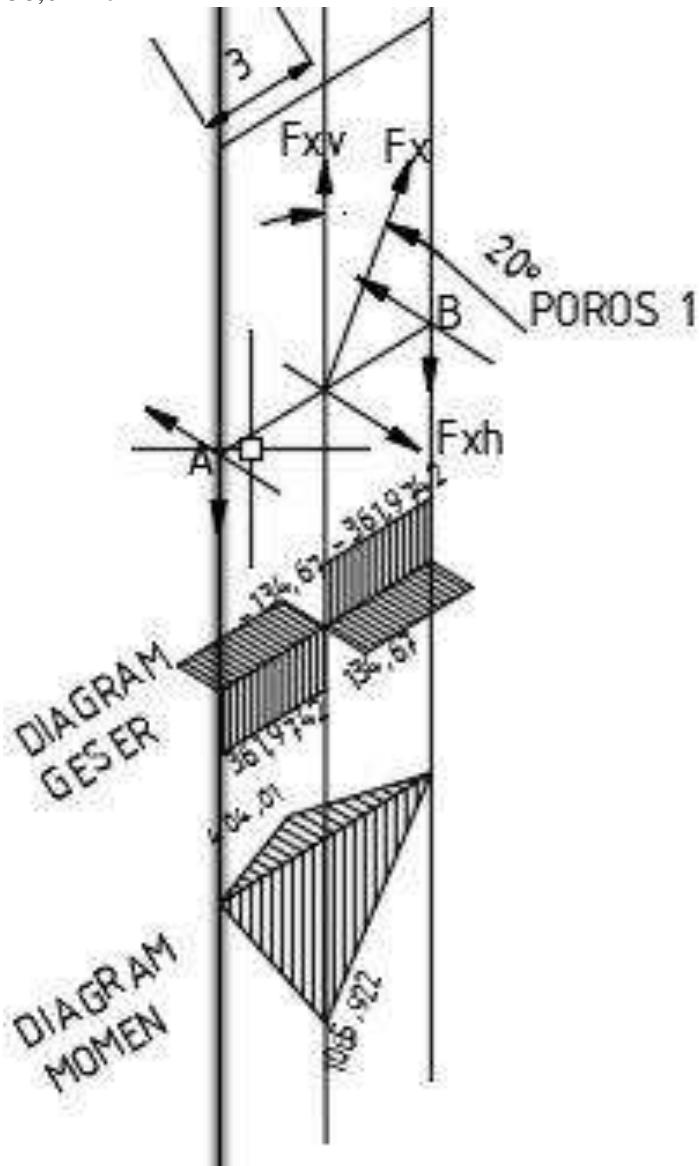
$$\begin{aligned}
 \sum M_A h &= 0 \\
 - 3 \times 269,34 + 6 R_{bh} &= 0 \\
 - 808,02 + 6 R_{bh} &= 0 \\
 6 R_{bh} &= 808,02 \\
 R_b &= 134,67 \text{ lb} \\
 R_a &= F_x - R_b \\
 &= 134,67 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah dengan sumbu horizontal.

$$\begin{aligned}
 M_{ah} &= 3 \times R_a \\
 &= 3 \times 134,67 \\
 &= 404,01 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

Sehingga untuk mendapatkan momen dihitung dengan pythagoras.

$$\begin{aligned}
 Mc &= \sqrt{Mah^2 + Mav^2} \\
 &= \sqrt{404,01^2 + 1085,922^2} \\
 &= 1158,642 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$



Gambar 37. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 1
Sistem Transmisi Alternatif 2

Analisa Fatigue

Diketahui :

$$D = 2,1654 \text{ in.}$$

$$S_f = 2$$

$$M = 1158,642 \text{ lb.in.}$$

- $\sigma = \pm \frac{Mc}{I}$

$$= \pm \frac{1158,642 \times \frac{2,1654}{2}}{\frac{\pi}{64} \times 2,1654^4}$$

$$= \pm 1935,88 \text{ psi}$$
- $\sigma_{avg} = 0$; $\sigma_a = 1935,88$; $K_{fb} = 2$
- $T = 2362,5 \text{ lb.in.}$
- $\tau = \frac{Tc}{J}$

$$= \frac{2362,5 \times \frac{2,1654}{2}}{\frac{\pi}{32} \times 2,1654^4}$$

$$= 1184,548 \text{ psi}$$
- $\tau_{avg} = 1184,548$; $\tau_a = 0$; $K_{ft} = 1,6$

MSST (Maximum Shear Stress) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{2} \times 1935,88 \right)^2 + 4 (1184,548)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{21599335,86 + 22450473,55} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 13274,006 \text{ Psi}$$

MDET (Maximum Distorsion Energy) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{2} \times 1935,88 \right)^2 + 3 (1184,548)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{21599335,86 + 12628391,372} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 11700,89 \text{ Psi}$$

b. Poros 2

Dalam perencanaan roda gigi sebelumnya dipilih material steel BHN 363 dan diketahui spesifikasi sebagai berikut.

Beban X

$$P = 0.284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 11 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$P = 120 \text{ HP}$$

$$N = 1745 \text{ rpm}$$

Untuk mendapatkan berat roda gigi, maka dihitung volume roda gigi terlebih dahulu kemudian dikalikan dengan massa jenis, sehingga didapat berat roda gigi.

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 11^2 \times 2 \\ &= 189,97 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_x &= \rho \times V \\ &= 0.284 \times 189,97 \\ &= 53,95 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{1745} \\ &= 4332,378 \text{ lb in} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{T}{D/2} \\ &= \frac{4332,378}{11/2} \\ &= 787,7051 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{xv} &= F \cos 20 \text{ lb} \\
 &= 740,2 \\
 F_{xh} &= F \sin 20 \\
 &= 269,41 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Beban Y

$$P = 0.284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 4 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$P = 120 \text{ HP}$$

$$N = 1745 \text{ rpm}$$

Untuk mendapatkan berat roda gigi, maka dihitung volume roda gigi terlebih dahulu kemudian dikalikan dengan massa jenis, sehingga didapat berat roda gigi.

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\
 &= \frac{\pi}{4} \times 4^2 \times 2 \\
 &= 25,12 \text{ in}^3
 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned}
 W_y &= \rho \times V \\
 &= 0.284 \times 25,12 \\
 &= 7,1 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T \times n}{63000} \\
 T &= \frac{P \times 63000}{n} \\
 &= \frac{120 \times 63000}{1745} \\
 &= 4332,378 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_y &= \frac{T}{D/2} \\
 &= \frac{4332,378}{4/2} \\
 &= 2166,189 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{yv} &= F \cos 20^\circ \\
 &= 2035,55 \\
 F_{yh} &= F \sin 20^\circ \\
 &= 740,88 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang searah sumbu vertikal.

Vertikal

$$\begin{aligned}
 \sum MA &= 0 \\
 3 \times 794,15 - 9,5 \times 2028,45 + 12,5 R_b &= 0 \\
 2382,45 - 19270,275 + 12,5 R_b &= 0 \\
 -16887,8 R_b + 12,5 R_b &= 0 \\
 &12,5 R_b = 16887,8 \\
 R_b &= 1351,03 \\
 R_A + F_Y - F_X - R_B &= 0 \\
 R_A &= F_X + R_B - F_Y \\
 &= 116,726
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah dengan sumbu vertikal.

Momen Bending

$$\begin{aligned}
 M_{xv} &= 3 \times R_A \\
 &= 3 \times 116,726 \\
 &= 350,178 \\
 M_{yv} &= 3 \times R_b \\
 &= 3 \times 1351,03 \\
 &= 4053,08
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang searah sumbu horizontal.

Horizontal

$$\begin{aligned}
 \sum MA &= 0 \\
 3 \times 269,41 + 9,5 \times 740,88 - 12,5 \times R_V &= 0 \\
 808,23 + 7038,36 - 12,5 R_B &= 0 \\
 7846,59 - 12,5 R_B &= 0 \\
 7846,59 &= 12,5 R_B \\
 R_b &= 627,7272 \text{ lb} \\
 R_A + F_B - F_{xh} - F_{yh} &= 0 \\
 R_A &= F_{xh} + F_{yh} - R_B \\
 &= 382,5628
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah dengan sumbu horizontal.

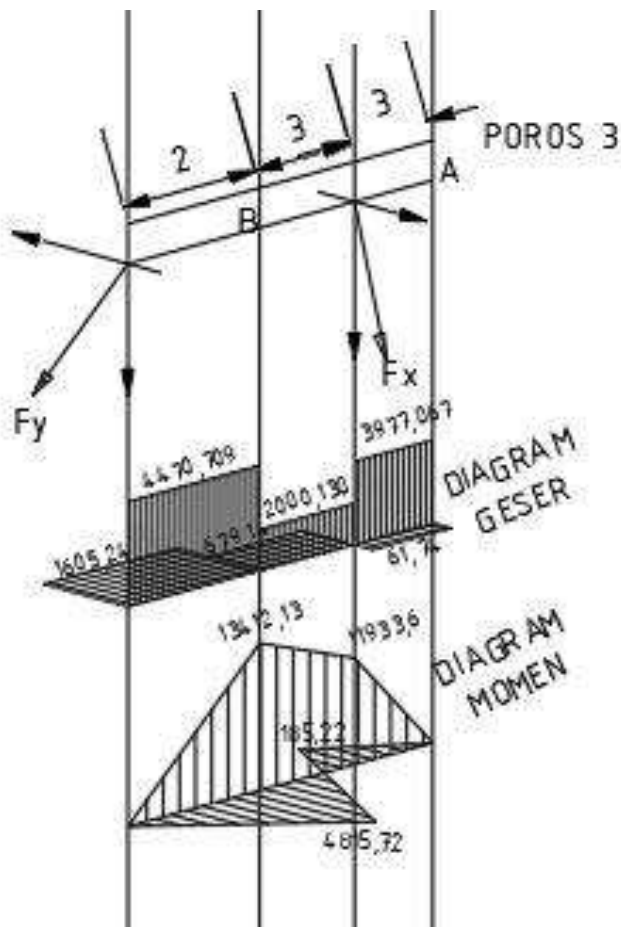
Momen Bending

$$\begin{aligned}
 M_{xh} &= 3 \times R_A \\
 &= 3 \times 382,5628 \\
 &= 1147,688
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_{yh} &= 3 \times RB \\
 &= 3 \times 627,7272 \\
 &= 1883,182
 \end{aligned}$$

Sehingga untuk mendapatkan momen dihitung dengan pythagoras.

$$\begin{aligned}
 M_x &= \sqrt{M_{xv}^2 + M_{xh}^2} \\
 &= \sqrt{350,178^2 + 1147,688^2} \\
 &= 1199,922 \text{ lb in} \\
 M_y &= \sqrt{M_{yv}^2 + M_{yh}^2} \\
 &= \sqrt{4053,08^2 + 1883,182^2} \\
 &= 4469,207 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$



Gambar 38. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 2 Sistem Transmisi Alternatif 2

Analisa Fatigue

Diketahui :

$$D = 2,1654 \text{ in.}$$

$$S_f = 2$$

$$M = 4469,207 \text{ lb.in.}$$

- $\sigma = \pm \frac{Mc}{I}$

$$= \pm \frac{4469,207 \times \frac{2,1654}{2}}{\frac{\pi}{64} \times 2,1654^4}$$

$$= \pm 4481,686 \text{ psi}$$
- $\sigma_{avg} = 0$; $\sigma_a = 4481,686$; $K_{fb} = 2$
- $T = 4332,378 \text{ lb.in.}$
- $\tau = \frac{Tc}{J}$

$$= \frac{4332,378 \times \frac{2,1654}{2}}{\frac{\pi}{32} \times 2,1654^4}$$

$$= 2172,238 \text{ psi}$$
- $\tau_{avg} = 2172,238$; $\tau_a = 0$; $K_{ft} = 1,6$

MSST (Maximum Shear Stress) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{\frac{1}{2}S_y} \times 4481,686 \right)^2 + 4 (2172,238)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{321368128,5 + 75497852,77} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 39842,99 \text{ Psi}$$

MDET (Maximum Distorsion Energy) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{\frac{1}{2}S_y} \times 4481,686 \right)^2 + 3 (2172,238)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{321368128,5 + 42467542,187} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 38148,95 \text{ Psi}$$

c. Poros 3

Dalam perencanaan roda gigi sebelumnya dipilih material steel BHN 363 dan diketahui spesifikasi sebagai berikut.

Beban X

$$P = 0.284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 10 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$P = 120 \text{ HP}$$

$$n = 698 \text{ rpm}$$

Untuk mendapatkan berat roda gigi, maka dihitung volume roda gigi terlebih dahulu kemudian dikalikan dengan massa jenis, sehingga didapat berat roda gigi.

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\ &= \frac{\pi}{4} \times 10^2 \times 2 \\ &= 157 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned} W_x &= \rho \times V \\ &= 0.284 \times 157 \\ &= 44,588 \text{ lb} \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T \times n}{63000} \\ T &= \frac{P \times 63000}{n} \\ &= \frac{120 \times 63000}{698} \\ &= 10830,95 \text{ lb in} \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_x &= \frac{T}{D/2} \\ &= \frac{10830,95}{10/2} \\ &= 2166,189 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{xv} &= F \cos 20^\circ \\
 &= 2035,55 \text{ lb.} \\
 F_{xh} &= F \sin 20^\circ \\
 &= 740,88 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Beban Y

$$P = 0.284 \text{ lb/in}^3$$

$$D = 8 \text{ in}$$

$$b = 2 \text{ in}$$

$$P = 120 \text{ HP}$$

$$n = 1745 \text{ rpm}$$

Untuk mendapatkan berat roda gigi, maka dihitung volume roda gigi terlebih dahulu kemudian dikalikan dengan massa jenis, sehingga didapat berat roda gigi.

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi}{4} \times D^2 \times b \\
 &= \frac{\pi}{4} \times 8^2 \times 2 \\
 &= 100,48 \text{ in}^3
 \end{aligned}$$

Menghitung berat beban pada poros, dalam hal ini adalah roda gigi. Berikut adalah perhitungan berat roda gigi.

$$\begin{aligned}
 W_y &= \rho \times V \\
 &= 0.284 \times 100,48 \\
 &= 28,54 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung torsi yang ditransmisikan. Berikut adalah langkah dalam menghitung torsi:

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T \times n}{63000} \\
 T &= \frac{P \times 63000}{n} \\
 &= \frac{120 \times 63000}{1745} \\
 &= 10830,95 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

Dari torsi yang ditransmisikan dapat dilakukan perhitungan gaya. Gaya tangensial dapat dihitung dengan rumus berikut. Namun gaya yang bekerja bukan hanya gaya tangensial, masih ada gaya yang searah horizontal dan gaya yang searah horizontal. Maka dapat dilakukan perhitungan gaya sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 F_y &= \frac{T}{D/2} \\
 &= \frac{10830,95}{8/2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 2707,736 \text{ lb} \\
 F_{yv} &= F \cos 20 \\
 &= 2544,44 \text{ lb} \\
 F_{yh} &= F \sin 20 \\
 &= 926,1 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang searah sumbu vertikal.

Vertikal

$$\begin{aligned}
 \sum MA &= 0 \\
 3 \times 2080,138 + 8 \times 2572,98 - 6 R_b &= 0 \\
 6240,414 + 20583,84 - 6 R_b &= 0 \\
 - 26824,25 - 6 R_b &= 0 \\
 6 R_b &= 26824,25 \\
 R_b &= 4470,709 \\
 RA + F_Y - F_X - RB &= 0 \\
 RA &= F_X + RB - F_Y \\
 &= 3977,867
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah dengan sumbu vertikal.

Momen Bending

$$\begin{aligned}
 M_{xv} &= 3 \times RA \\
 &= 3 \times 3977,867 \\
 &= 11933,6 \\
 M_{yv} &= 3 \times R_b \\
 &= 3 \times 4470,709 \\
 &= 13412,13
 \end{aligned}$$

Menghitung gaya – gaya yang searah sumbu horizontal.

Horizontal

$$\begin{aligned}
 \sum MA &= 0 \\
 3 \times 740,88 - 6 RB + 8 \times 926,1 &= 0 \\
 2222,64 - 6 RB + 7408,8 &= 0 \\
 9631,44 - 6 RB &= 0 \\
 9631,44 &= 6 RB \\
 R_b &= 1605,24 \text{ lb} \\
 RA + FB - F_{xh} - F_{yh} &= 0 \\
 RA &= F_{xh} + F_{yh} - RB \\
 &= 61,74
 \end{aligned}$$

Menghitung momen bending yang searah dengan sumbu horizontal.

Momen Bending

$$\begin{aligned}
 M_{xh} &= 3 \times RA \\
 &= 3 \times 61,74
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 185,22 \\
 \text{Myh} &= 3 \times \text{RB} \\
 &= 3 \times 1605,24 \\
 &= 4815,72
 \end{aligned}$$

Sehingga untuk mendapatkan momen dihitung dengan pythagoras.

$$\begin{aligned}
 \text{Mx} &= \sqrt{Mxv^2 + Mxh^2} \\
 &= \sqrt{11933,6^2 + 185,22^2} \\
 &= 11935,05 \text{ lb in} \\
 \text{My} &= \sqrt{Myv^2 + Myh^2} \\
 &= \sqrt{13412,13^2 + 4815,72^2} \\
 &= 14250,48 \text{ lb in}
 \end{aligned}$$

Analisa Fatigue

Diketahui :

$$D = 2,5591 \text{ in.}$$

$$S_f = 2$$

$$M = 14250,48 \text{ lb.in.}$$

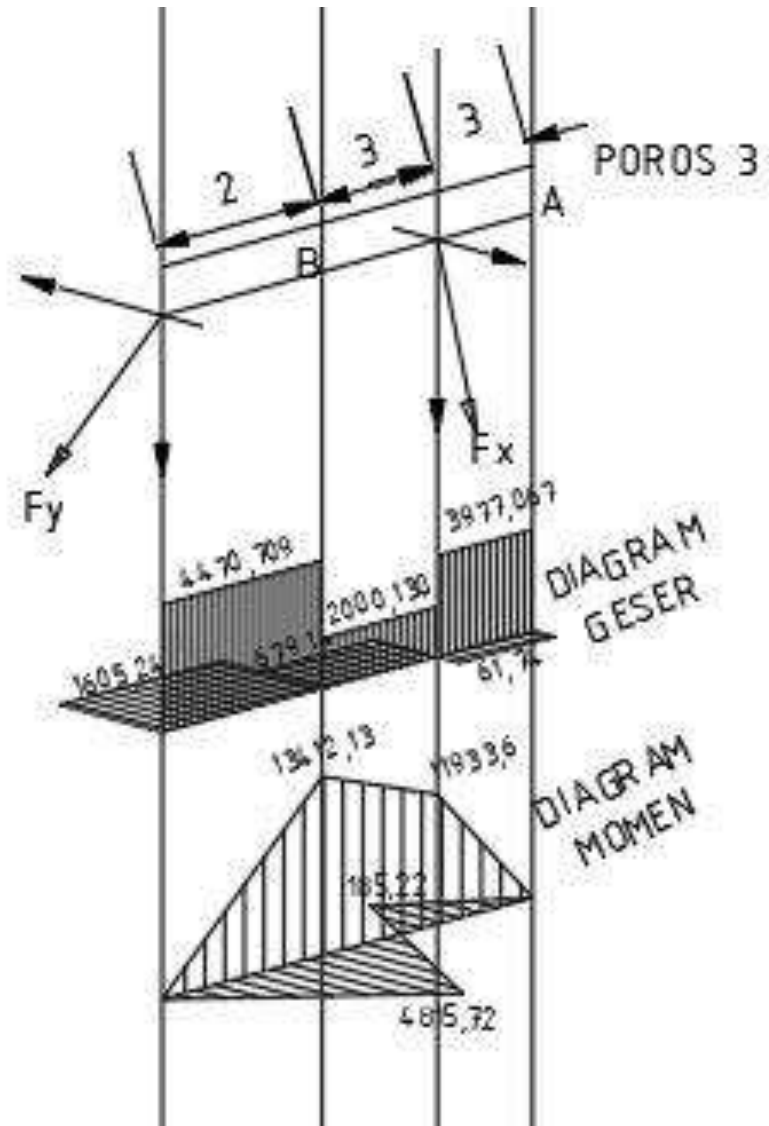
- $\sigma = \pm \frac{Mc}{I}$

$$= \pm \frac{14250,48 \times \frac{2,5591}{2}}{\frac{\pi}{64} \times 2,5591^4}$$

$$= \pm 8657,5112 \text{ psi}$$
- $\sigma_{avg} = 0$; $\sigma_a = 8657,51126$; $K_{fb} = 2$
- $T = 14250,48 \text{ lb.in.}$
- $\tau = \frac{Tc}{J}$

$$= \frac{14250,48 \times \frac{2,5591}{2}}{\frac{\pi}{32} \times 2,5591^4}$$

$$= 3290,031 \text{ psi}$$
- $\tau_{avg} = 3290,031$; $\tau_a = 0$; $K_{ft} = 1,6$



Gambar 39. Free Body Diagram, Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 3 Sistem Transmisi Alternatif 2

MSST (Maximum Shear Stress) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + K_{fb} \times \frac{S_y}{S_c} \times \sigma_a \right)^2 + 4 \left(\tau_{avg} + K_{ft} \times \frac{S_y}{S_c} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{S_y}{S_f}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{S_y}{\frac{1}{2} S_y} \times 8657,5112 \right)^2 + 4 (3290,031)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{S_y}{2}$$

$$\sqrt{1199239991,69 + 173188827,18} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_y = 74092,6 \text{ Psi}$$

MDET (Maximum Distorsion Energy) + Soderberg

$$\left[\left(\sigma_{avg} + Kfb \times \frac{Sy}{Sc} \times \sigma_a \right)^2 + 3 \left(\tau_{avg} + Kft \times \frac{Sy}{Sc} \times \tau_a \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \leq \frac{Sy}{Sf}$$

$$\left[\left(2 \times \frac{sy}{\frac{1}{2}sy} \times 8657,5112 \right)^2 + 3 (3290,031)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{sy}{2}$$

$$\sqrt{1199239991,69 + 97418715,29} = \frac{sy}{2}$$

$$S_y = 72018,29\text{Psi}$$

Dari perhitungan poros pada Sistem Transmisi Alternatif 1 didapatkan Yield Strength yang menjadi beban operasional. Kemudian dipilih material yang memiliki yield strength lebih dari beban operasional. Tabel 12 menunjukkan beban operasional pada poros – poros Sistem Transmisi Alternatif 2. Material yang dipilih adalah SAE 52100/ BHN 363/ dengan yield strength 139000 Psi. Desain ini dikatakan aman dengan nilai aman 1,87.

Tabel 12. Beban Operasional Poros Sistem Transmisi Alternatif 2

	MSST(psi)	MDET(psi)
poros 1	13274,00609	11700,89351
poros 2	39842,99092	38148,95389
poros 3	74092,61283	72018,29509

C. Perhitungan Basic Dynamic Load Bearing

Perhitungan ini digunakan untuk memilih memilih ukuran bearing yang akan dipakai berdasarkan basic dynamic load yang terjadi pada bearing. Tabel berikut ini adalah perhitungan basic dynamic load bearing pada Sistem Transmisi Alternatif 2.

Tabel 13. Design Life Sistem Transmisi Alternatif 1

L10, h	rpm	60 min/h	Ld (rev)
5000	2765	60	8,3,E+08
5000	1500	60	4,5,E+08
5000	600	60	1,8,E+08

Dimana :

L_d = Design life (rev)

h = L_{10} life

Tabel 14. Basic Dynamic Load Rating Sistem Transmisi Alternatif 2

	Pd (lb)	Ld (rev)	10^6	k	C (lb)
Poros 1	97,21	8,3,E+08	1000000	3,33	731,5304
Poros2	268,79	4,5,E+08	1000000	3,33	1683,347
Poros 3	826,81	1,8,E+08	1000000	3,33	3932,464

Dimana:

C = basic dynamic load rating (lb)

P_d = design load

k = 3 (ball bearing)

k = 3,33 (roller bearing)

Tabel 15. Required Basic Dynamic Load Rating

	Pd	f_L	f_N	C (lb)
Poros 1	97,21	1,9	0,239	772,7992
Poros 2	268,79	1,9	0,33	1547,579
Poros 3	826,81	1,9	0,36	4363,719

Dimana:

f_N = speed factor

f_L = life factor

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perencanaan, analisa data, dan pembahasan yang dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Mesin yang banyak digunakan pada kapal ikan 30 GT adalah mesin diesel dengan tenaga 120 HP dan putaran mesin sebesar 3200 RPM.
2. Oleh karena itu pada tugas akhir perancangan sistem transmisi ini direncanakan sistem transmisi untuk mesin penggerak yang memiliki tenaga 120 HP dan maksimal putaran mesin 3200 RPM.
3. Pada tugas akhir perancangan mekanisme sistem transmisi ini dilakukan dengan merencanakan dua alternatif sistem transmisi.
4. Alternatif 1 adalah sistem transmisi dengan 2 tingkat pengurangan putaran dan hanya menggunakan roda gigi miring (*helical gear*) dengan rasio 4,6.
5. Alternatif 2 adalah sistem transmisi dengan 2 tingkat pengurangan putaran dan menggunakan roda gigi miring (*helical gear*) dan roda gigi kerucut (*bevel gear*) dengan rasio 4,6.
6. Sistem transmisi yang dirancang dalam tugas akhir ini dapat menghasilkan 2 arah putaran propeller yang saling berlawanan dalam 1 (satu) poros atau biasa disebut *contra rotating propellers*.
7. Propeller belakang berputar berlawanan arah jaruh jam atau *counter clockwise* (CCW) sedangkan propeller depan berputar searah jarum jam atau *clockwise* (CW).
8. Sistem transmisi ini dirancang untuk putaran mesin (*input*) 3200 RPM yang mana dapat menghasilkan putaran propeller (*output*) 698 RPM *counter clockwise* (CCW) dan 698 RPM *clockwise* (CW).
9. Apabila dibandingkan antara sistem transmisi alternatif 1 dengan sistem transmisi alternatif 2, maka yang lebih baik digunakan adalah sistem transmisi alternatif 2, karena dari segi dimensi lebih kecil, konstruksi yang lebih sederhana, jumlah roda gigi lebih sedikit, jumlah poros lebih sedikit, sistem mekanisme *contra rotating* yang lebih sederhana, kekuatan material yang lebih besar, dan lebih ekonomis untuk pembuatannya.

5.2 Saran

Saran untuk mekanisme sistem transmisi *contra rotating propellers* ini adalah perlu dilakukan penelitian lebih lanjut mengenai performa dari *contra rotating propellers* terkait dengan efisiensi propeller, lift, dan thrust yang dihasilkan berdasarkan perancangan mekanisme sistem transmisi ini.

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

DAFTAR PUSTAKA

- ABB. (2018). *Electric Propulsion System*. Dipetik Juli 2018, dari ABB: <https://new.abb.com/marine/systems-and-solutions/electric-propulsion>
- Adji, S. W. (2006). Pengenalan Sistem Penggerak Kapal. 10.
- Arafiq. (2012). Perancangan Gear Box. 2.
- Deutsman, A. D., Michels, W. J., & Wilson, C. E. (1975). *Machine Design Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co., Inc.
- Group, H. F. (2017). Marine Gear Box.
- Jung, I. (1967). Machinery for Contra-Rotating Propellers.
- Kurniawan, A. (2014). Pencocokan Kurva.
- Mott, R. L. (2004). *Machine Elements in Mechanical Design Fourth Edition*. New Jersey: Pearson Prentice Hall.
- Muhyi, A. (2010). Analisa Kombinasi Ducted dan Kontra Rotating Propellers dengan Pendekatan CFD.
- Perikanan, K. K. (2018, Maret). *Data Kapal*. Dipetik Maret 2018, dari rvia.kkp.go.id: <http://rvia.kkp.go.id/data-kapal>
- Sularso, & Suga, K. (2002). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*. Jakarta: PT Pradnya Paramita.

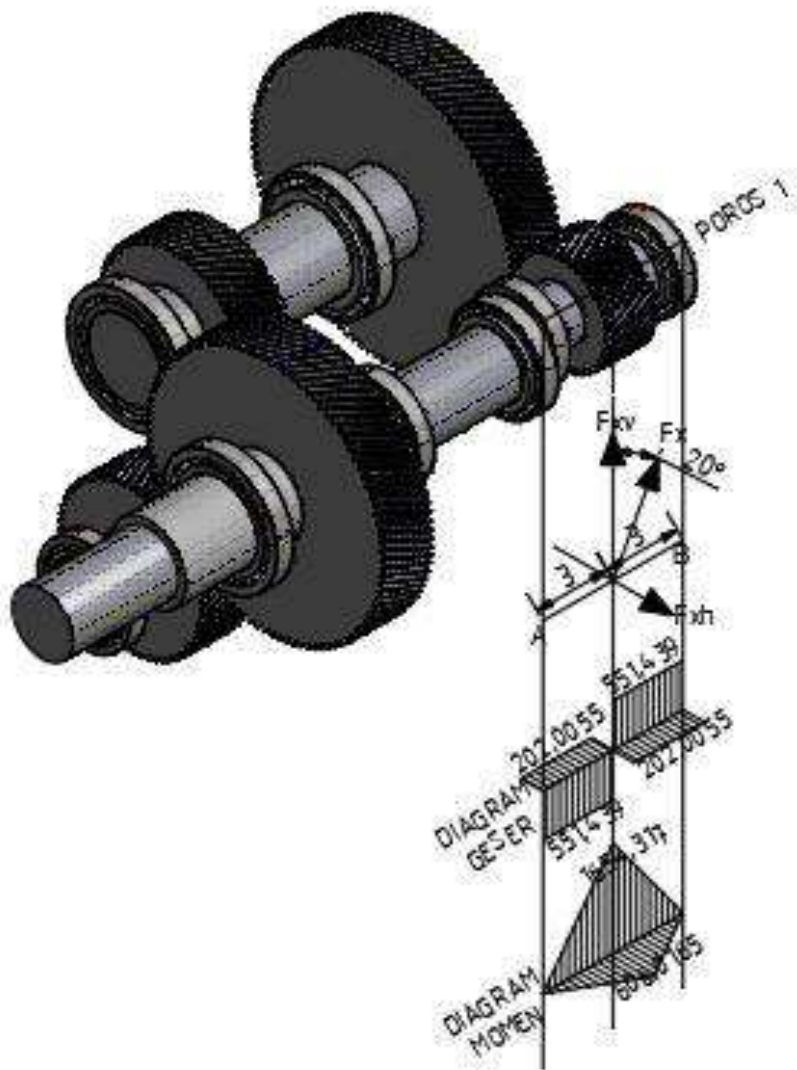
*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

LAMPIRAN 1

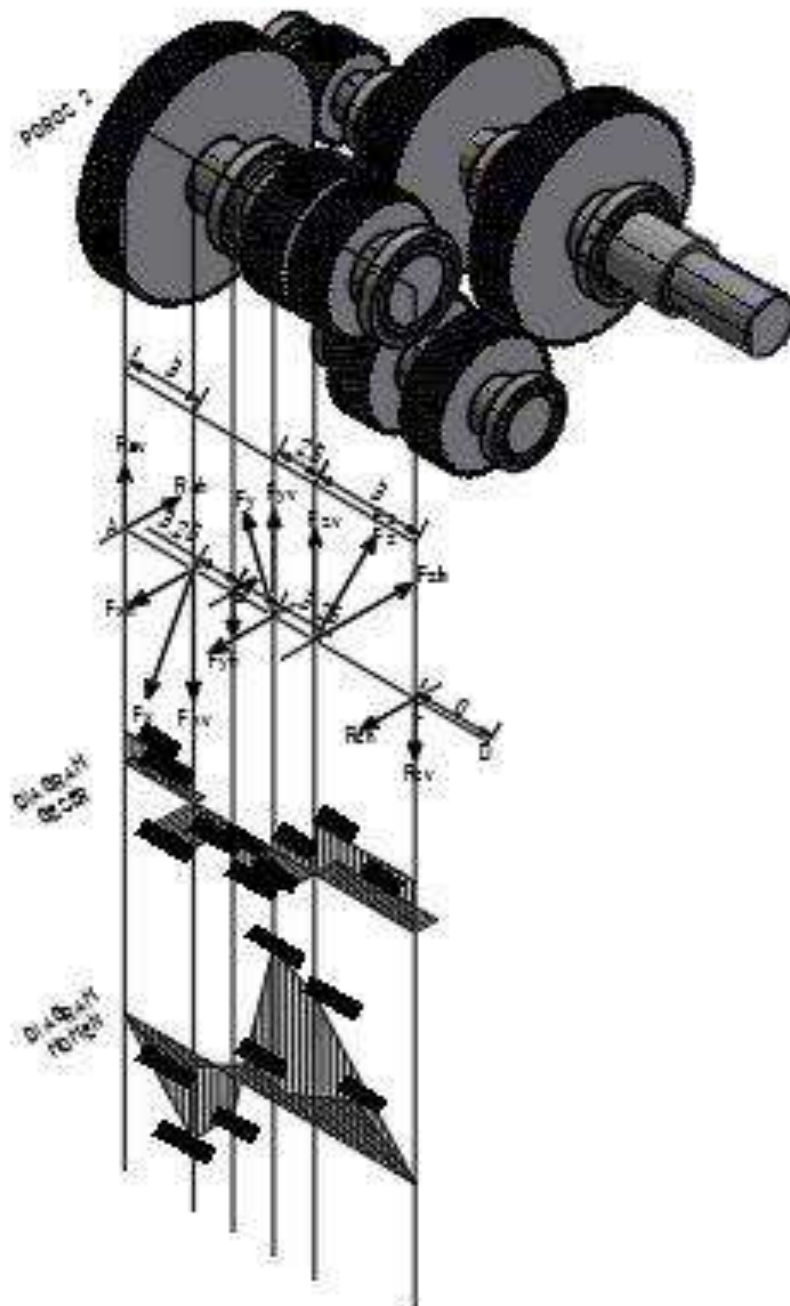
Perencanaan Poros Sistem Transmisi

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

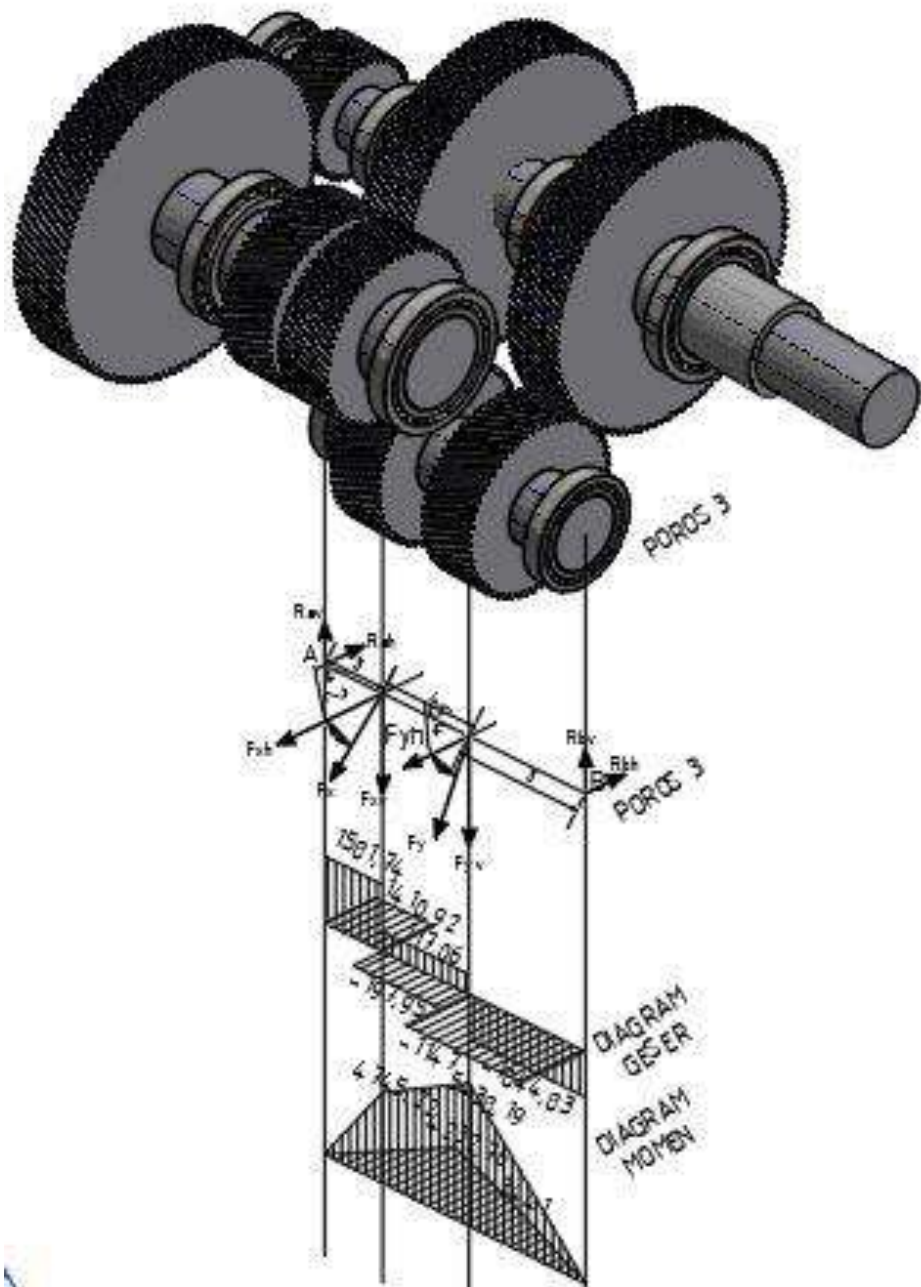
Perencanaan Poros Sistem Transmisi Alternatif 1



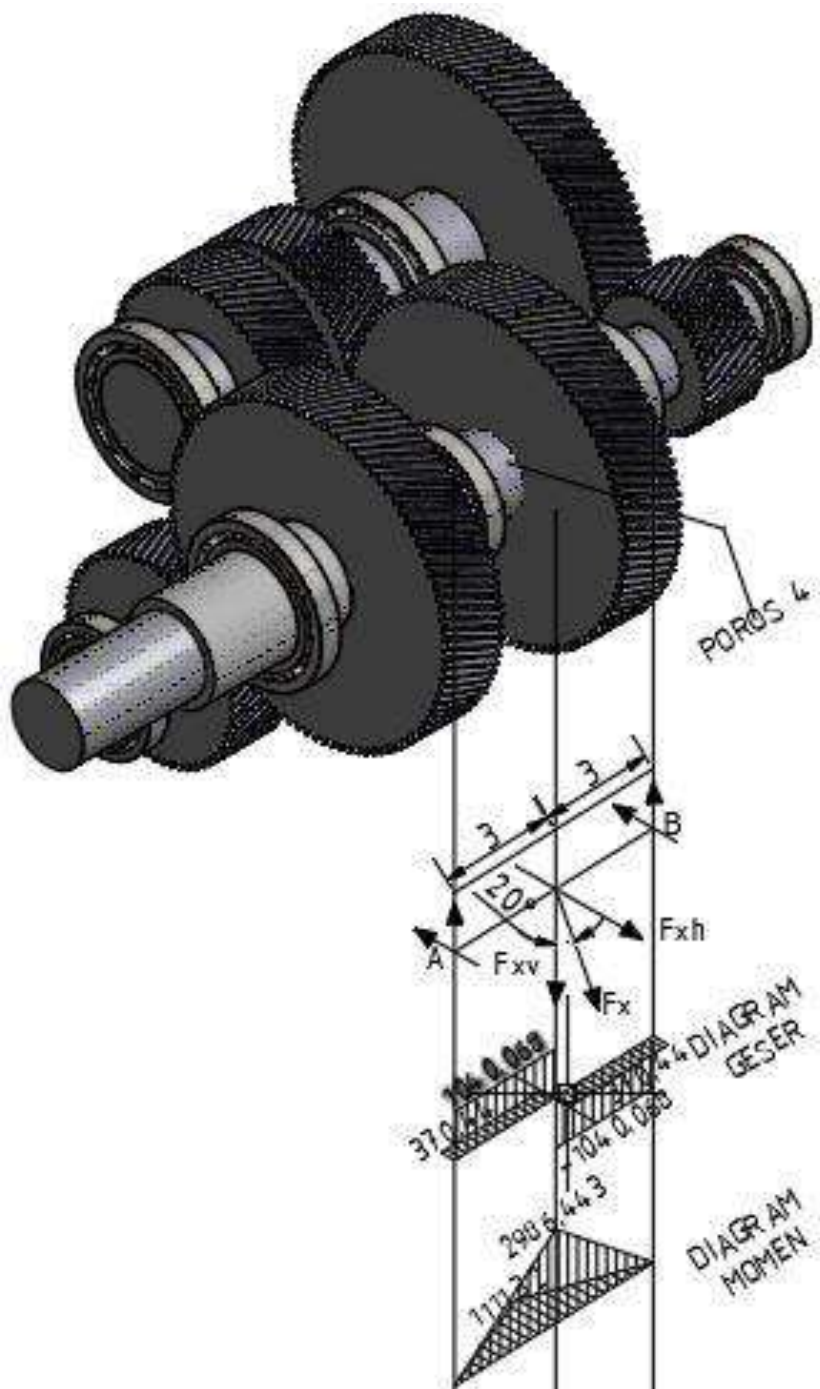
Gambar 40. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 1 Sistem Transmisi Alternatif 1



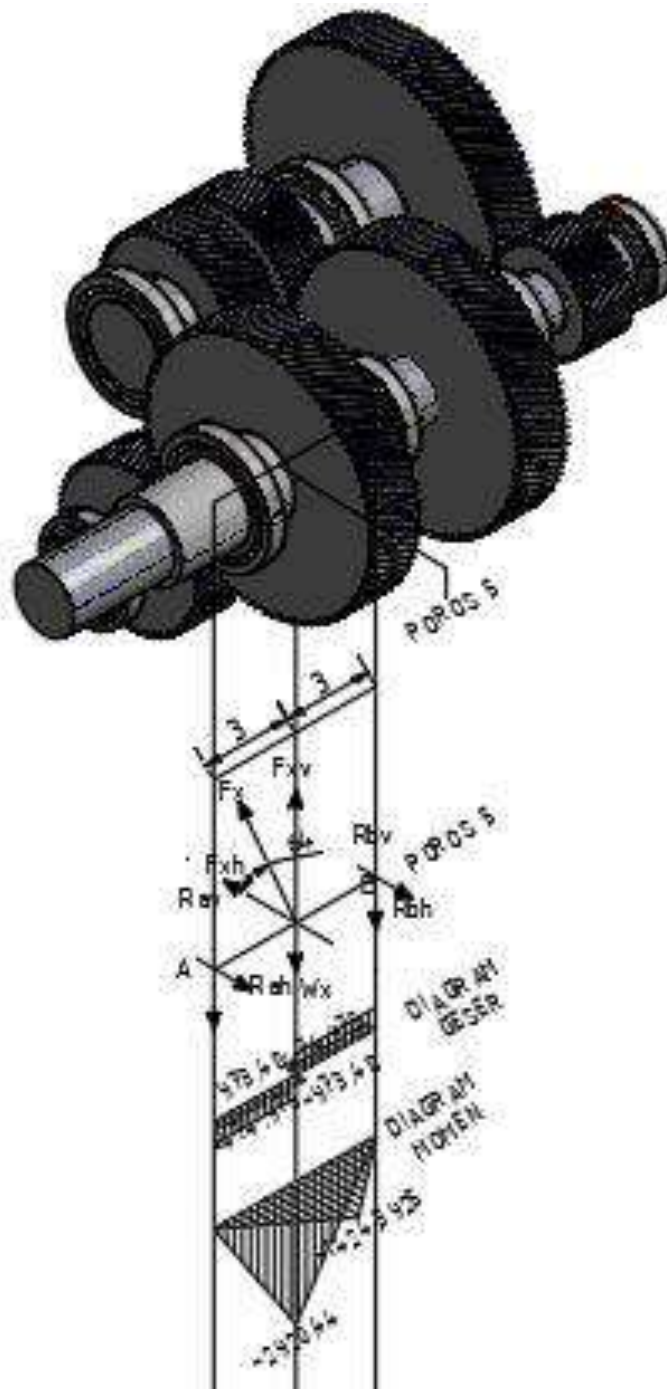
Gambar 41. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 2 Sistem Transmisi Alternatif 1



Gambar 42. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 3 Sistem Transmisi Alternatif 1

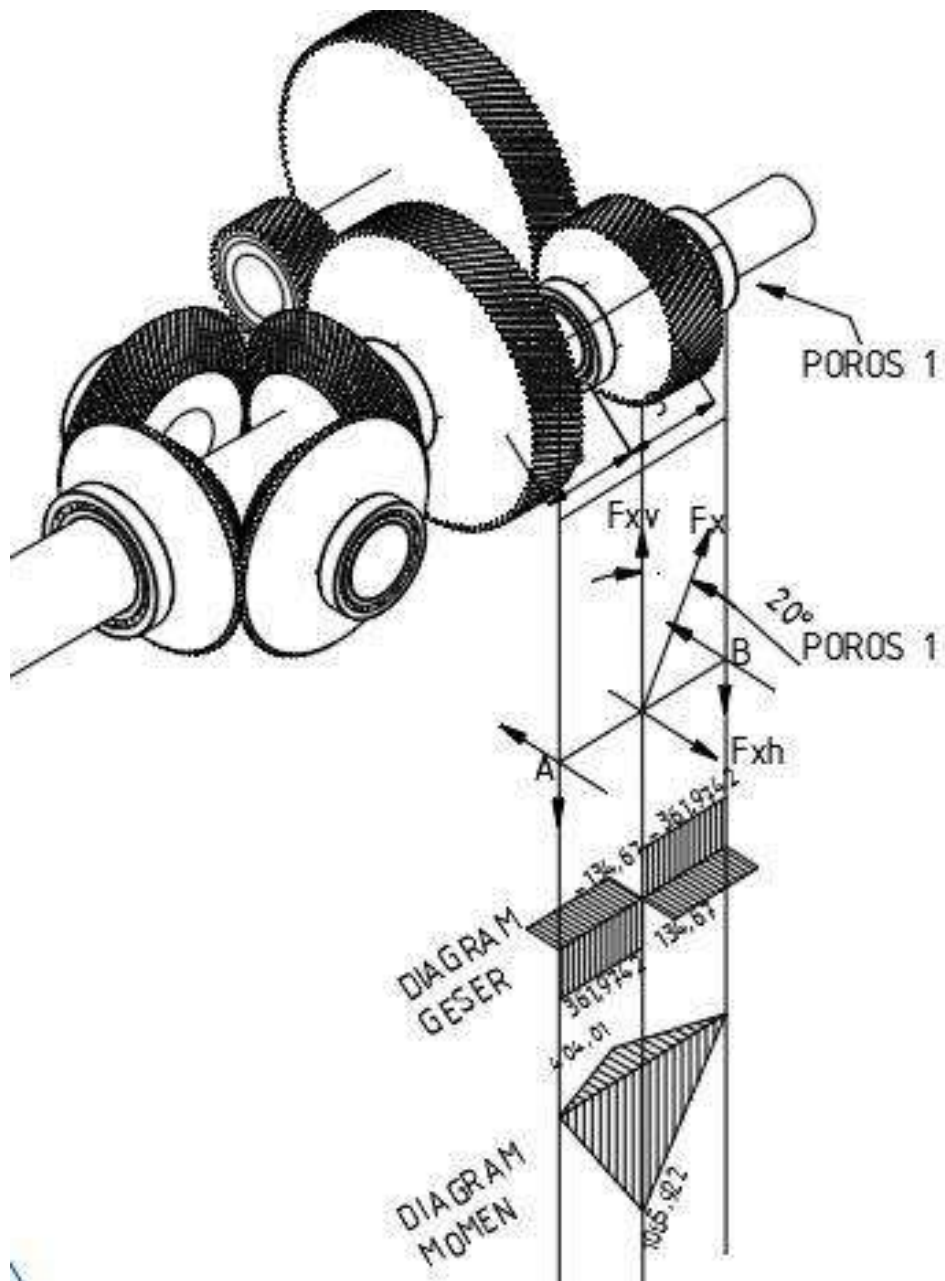


Gambar 43. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 4 Sistem Transmisi Alternatif 1

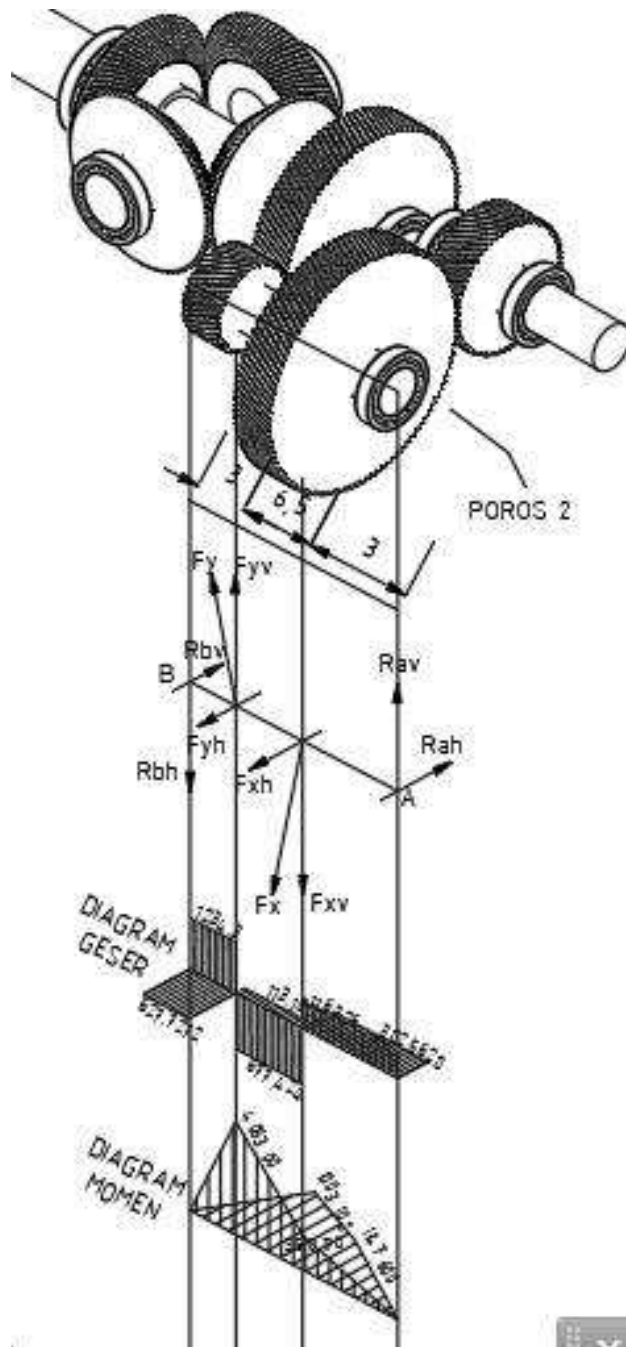


Gambar 44. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 5 Sistem Transmisi Alternatif 1

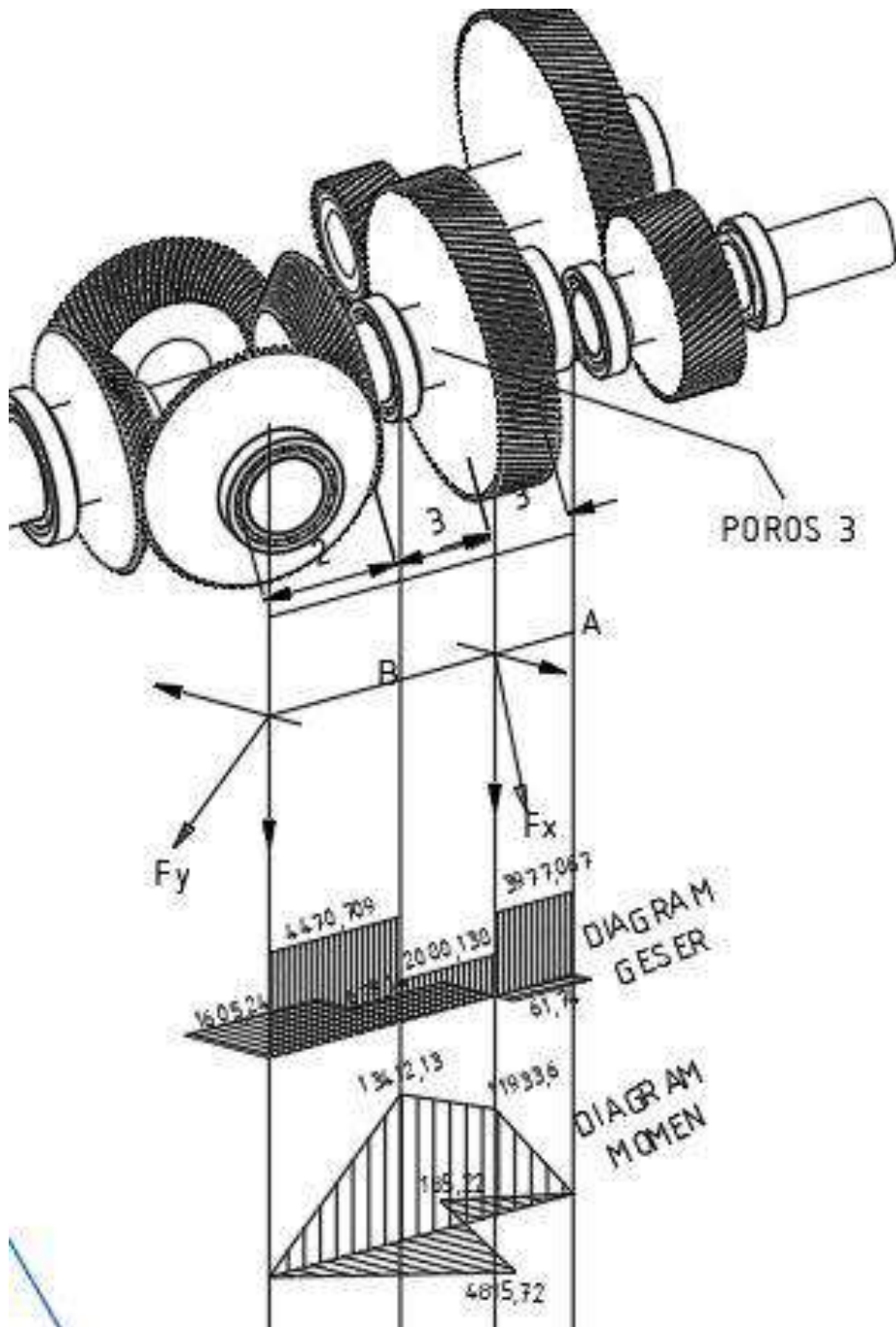
Perencanaan Poros Sistem Transmisi Alternatif 2



Gambar 45. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 1 Sistem Transmisi Alternatif 2



Gambar 46. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 2 Sistem Transmisi Alternatif 2



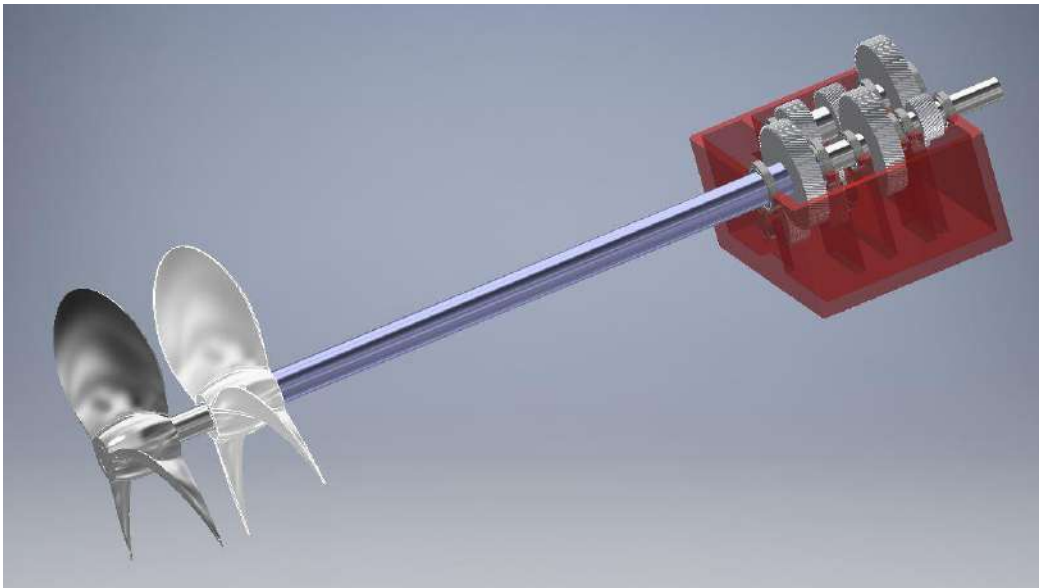
Gambar 47. Diagram Geser dan Diagram Momen Poros 3 Sistem Transmisi Alternatif 2

LAMPIRAN 2

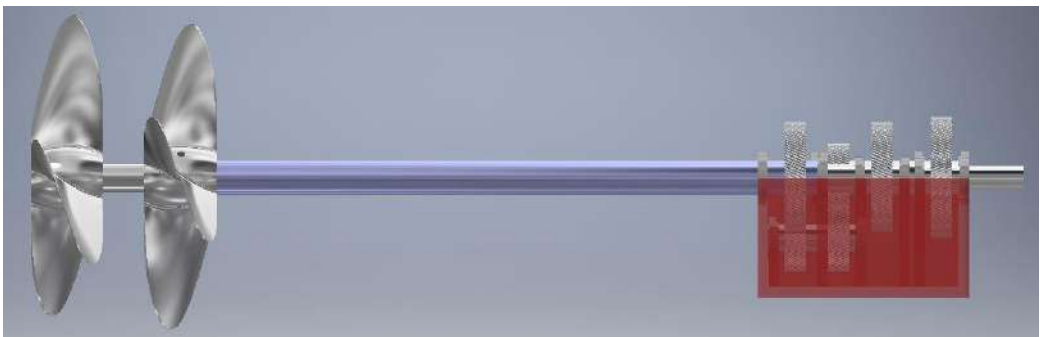
Pemodelan Sistem Transmisi

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

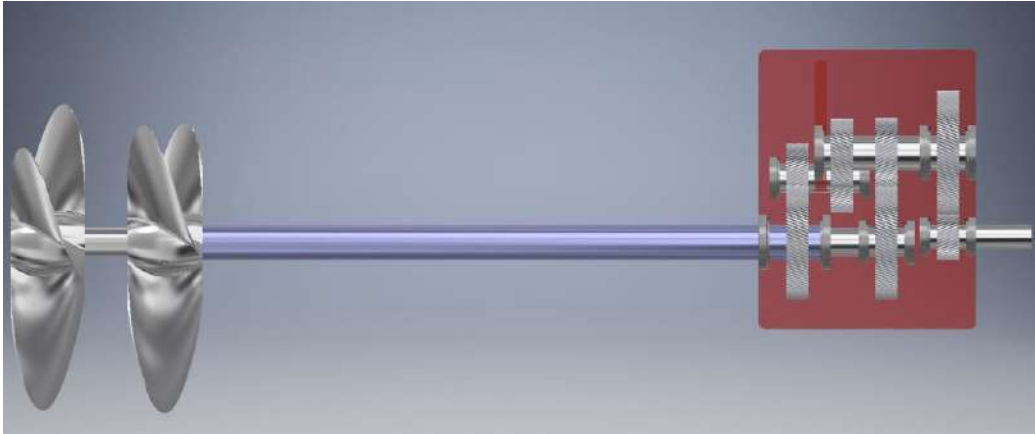
Pemodelan Sistem Transmisi Alternatif 1



Gambar 48. Tampak Isometrik pada Sistem Transmisi Alternatif 1

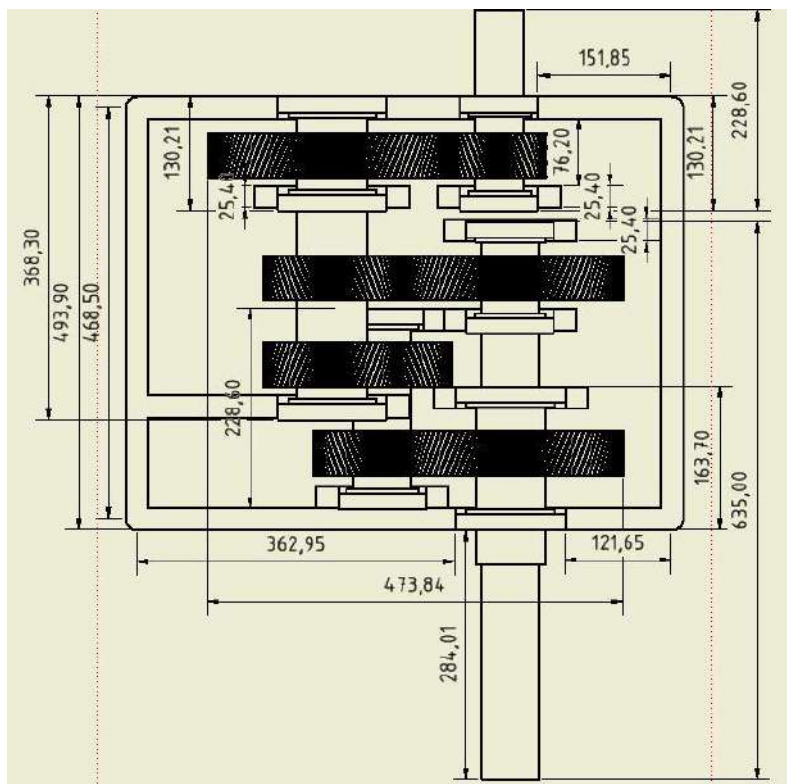


Gambar 49. Tampak Samping pada Sistem Transmisi Alternatif 1

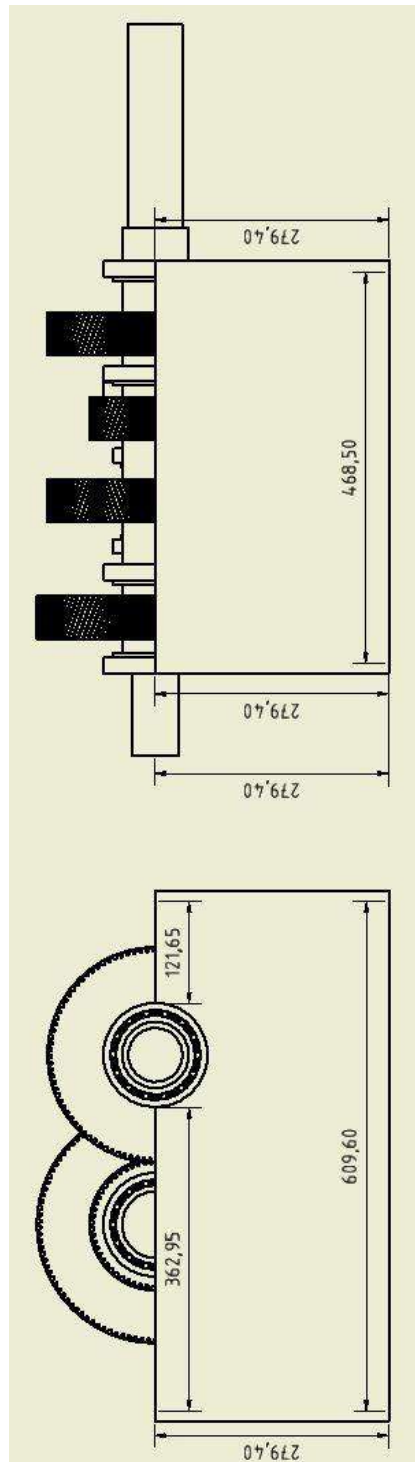


Gambar 50. Tampak Atas pada Sistem Transmisi Alternatif 1

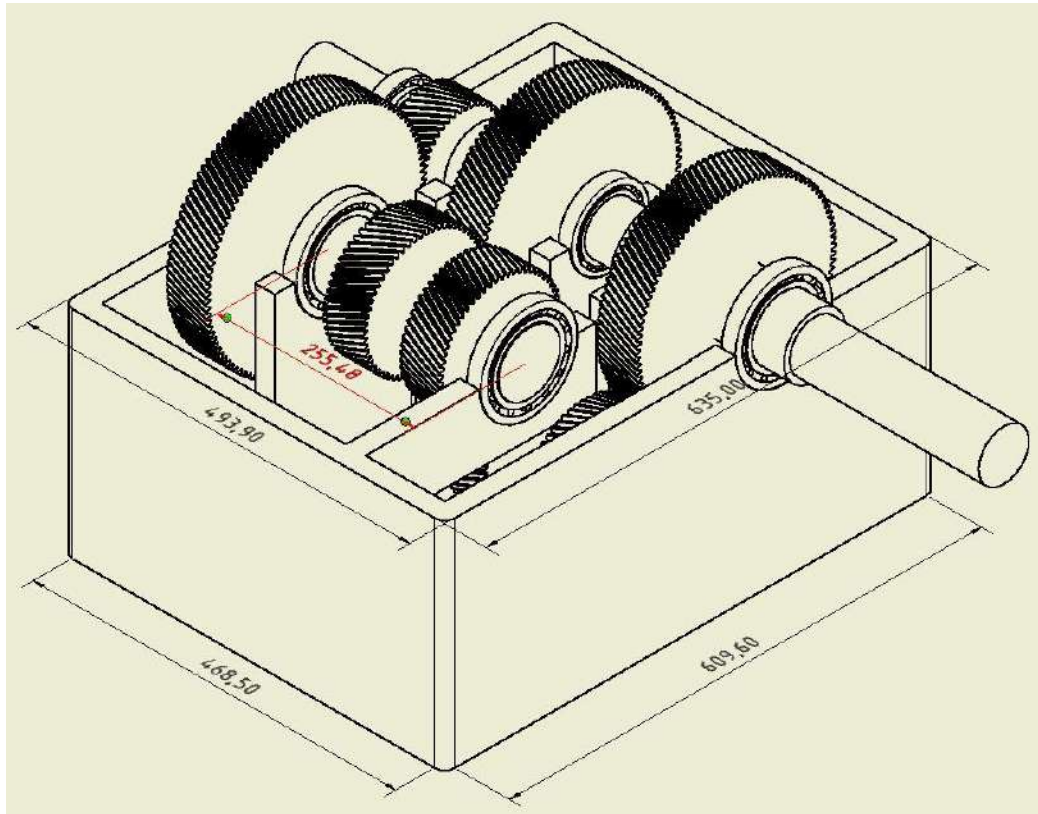
Proyeksi pada Sistem Transmisi Alternatif 1



Gambar 51. Proyeksi Tampak Atas Sistem Transmisi Alternatif 1

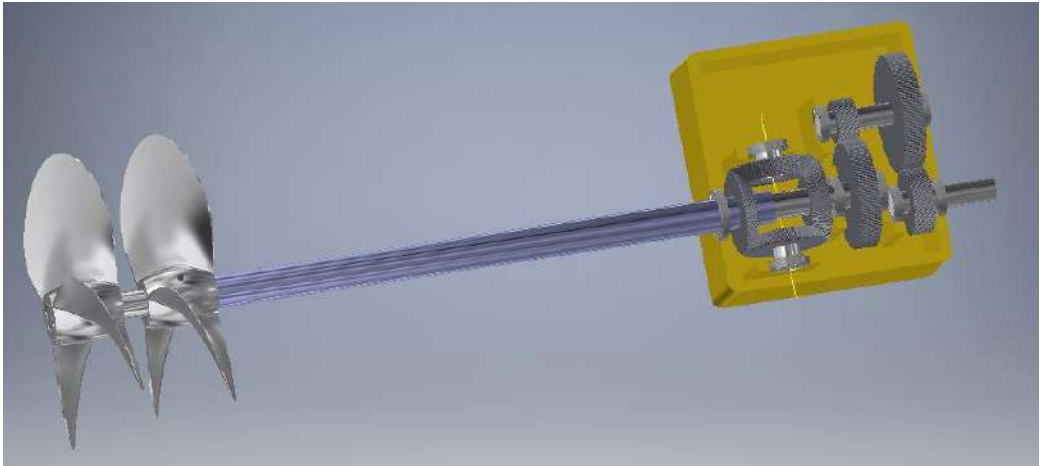


Gambar 52. Proyeksi Tampak Samping Sistem Transmisi Alternatif 1

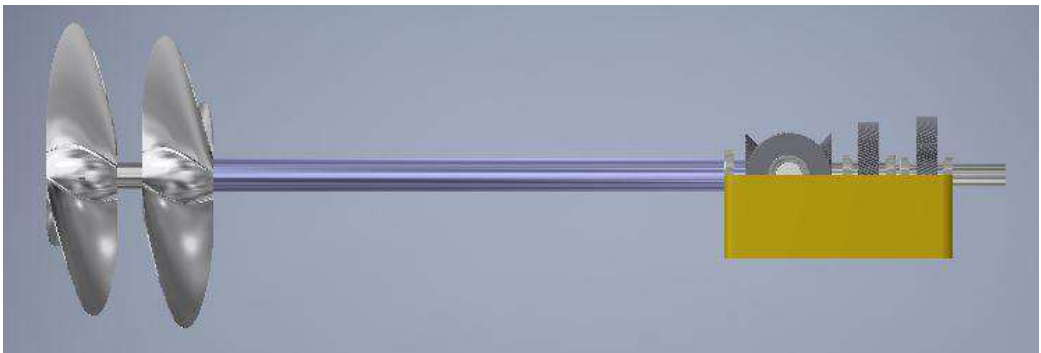


Gambar 53. Proyeksi Isometrik Sistem Transmisi Alternatif 1

Pemodelan Sistem Transmisi Alternatif 2



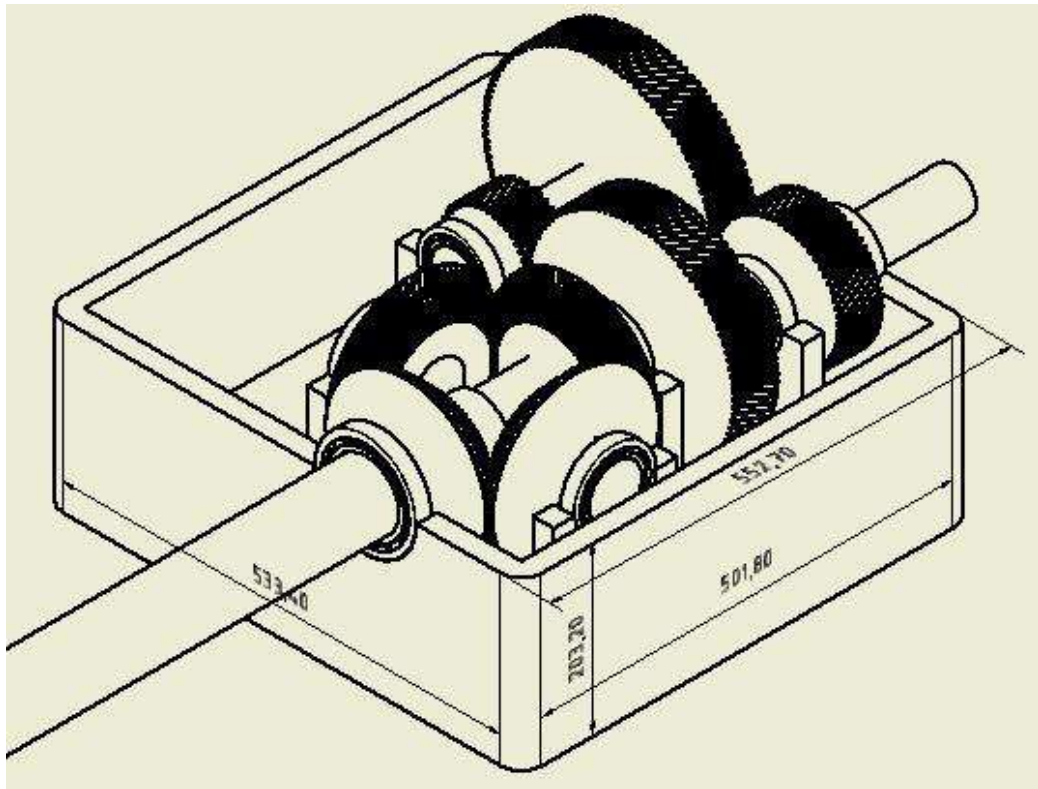
Gambar 54. Tampak Isometrik pada Sistem Transmisi Alternatif 2



Gambar 55. Tampak Samping pada Sistem Transmisi Alternatif 2



Gambar 56. Tampak Atas pada Sistem Transmisi Alternatif 2

Proyeksi pada Sistem Transmisi Alternatif 2

Gambar 57. Proyeksi Isometrik Sistem Transmisi Alternatif 2

LAMPIRAN 3**Tabel Pendukung Perhitungan**

*“Halaman ini sengaja
dikosongkan”*

Tabel 16. Wear Load Factor

Materials in Pinion and Gear	Surface Endurance Limit, S_e , psi	K		
		$\phi = 14\frac{1}{2}$ deg.	$\phi = 20$ deg.	$\phi = 25$ deg.
Both gears steel, with average brinell hardness number of pinion and gear				
150	50,000	30	41	51
175	60,000	43	58	72
200	70,000	58	79	98
225	80,000	76	103	127
250	90,000	96	131	162
275	100,000	119	162	200
300	110,000	144	196	242
325	120,000	171	233	288
350	130,000	196	270	333
375	140,000	233	318	384
400	150,000	268	366	453
Steel (BHN 150) and cast iron				
	50,000	44	60	74
Steel (BHN 200) and cast iron				
	70,000	87	119	147
Steel (BHN 250) and cast iron				
	90,000	144	196	242
Steel (BHN 150) and phosphor bronze				
	59,000	46	62	77
Steel (BHN 200) and phosphor bronze				
	65,000	73	100	123
Steel (BHN 250) and phosphor bronze				
	85,000	135	184	228
Cast iron and cast iron				
	90,000	193	264	327
Cast iron and phosphor bronze				
	83,000	170	234	288

Tabel 17. Nilai Form Factor Lewis

No. of Teeth	Load at Tips												Load Near Middle			
	14½ deg FD						20 deg Stub						14½ deg FD			
	20 deg FD						25 deg									
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083	0.238	0.076								
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092	0.259	0.082								
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.277	0.088								
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.293	0.093								
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.307	0.098								
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.320	0.102								
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.332	0.106								
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.342	0.109								
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.352	0.112								
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.361	0.115								
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.369	0.118								
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.377	0.120								
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.384	0.122								
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130										
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.032	0.396	0.126								

Tabel 16. (Lanjutan)

No. of Teeth —	Load at Tips										Load Near Middle			
	14½ deg FD					20 deg Stub					14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.402	0.128	0.515	0.164	0.580	0.184		
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.407	0.130	0.522	0.166	0.584	0.186		
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.412	0.131	0.528	0.168	0.588	0.187		
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.417	0.133	0.534	0.170	0.592	0.189		
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.421	0.134	0.537	0.171	0.599	0.191		
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.425	0.135	0.540	0.172	0.606	0.193		
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.429	0.137	0.554	0.173	0.611	0.195		
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.433	0.139	0.547	0.174	0.617	0.196		
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.436	0.139	0.550	0.175	0.623	0.198		
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.440	0.140	0.553	0.177	0.628	0.200		
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.443	0.141	0.556	0.177	0.633	0.201		
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.446	0.142	0.559	0.178	0.639	0.203		
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.449	0.143	0.563	0.179	0.645	0.205		
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.452	0.144	0.565	0.180	0.650	0.207		
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.145	0.568	0.181	0.655	0.209		
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.457	0.145	0.570	0.182	0.659	0.210		
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.464	0.148	0.574	0.183	0.668	0.212		
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.468	0.149	0.468	0.149	0.579	0.184	0.678	0.214		

Tabel 16. (Lanjutan)

No. of Teeth —	Load at Tips										Load Near Middle			
	14½ deg.		20 deg FD		20 deg. Stub		25 deg		14½ deg.		20 deg FD			
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.477	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221		
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.484	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224		
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.491	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227		
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229		
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.501	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231		
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.506	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233		
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.509	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235		
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237		
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240		
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.537	0.171	0.635	0.202	0.778	0.247		
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.545	0.174	0.640	0.204	0.787	0.250		
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.554	0.176	0.650	0.207	0.801	0.255		
Rack	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.566	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262		

Tabel 18. Material Mekanis dari Plain Carbon dan Alloy Steel

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	173	65
	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	—
1050	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
1095	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
1118	HR	75	50	35	55	140	—
	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
2330	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
3140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50


Tabel 17. (Lanjutan)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	57
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	45
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
	CD	140	120	11	38	277	—
8640	CDA	107	90	14	45	217	60
	HRA	95	64	25	55	190	56
8740	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
	HRA	113	71	22	41	229	45
9255	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

Tabel 19. Pemilihan Bearing

TABLE 14-3 Bearing selection data for single-row, deep-groove, Conrad-type ball bearings

A. Series 6200



Bearing number	Nominal bearing dimensions						r	Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_0	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B			Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in						
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.411	3.602	1.36	5850	7900
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.986	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.887	2.51	8800	10800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	5.283	2.64	9700	11400
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10800	12600
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12300	14600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14200	16600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16300	18800
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.408	6.614	6.94	18600	21100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20900	23000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23400	24900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26200	26900

Tabel 18. (Lanjutan)

A. Series 6200, continued												
Bearing number	Nominal bearing dimensions						r^a	Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_0	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B			Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in					in	lb
6226	130	5.1181	230	9.0551	40	1.5748	0.098	5.669	8.504	12.7	29 100	28 700
6228	140	5.5118	250	9.8425	42	1.6535	0.098	6.063	9.291	19.5	29 300	28 700
6230	150	5.9055	270	10.6299	45	1.7717	0.098	6.457	10.079	25.3	32 500	30 000
6232	160	6.2992	290	11.4173	48	1.8898	0.098	6.850	10.886	32.0	35 500	32 000
6234	170	6.6929	310	12.2047	52	2.0472	0.118	7.362	11.535	38.5	43 000	36 500
6236	180	7.0866	320	12.5984	52	2.0472	0.118	7.758	11.929	41.0	46 500	39 000
6238	190	7.4803	340	13.3858	55	2.1654	0.118	8.150	12.717	50.5	54 500	44 000
6240	200	7.8740	360	14.1732	58	2.2835	0.118	8.543	13.504	61.5	60 000	46 500
B. Series 6300												
6300	10	0.3937	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.563	1.181	0.12	805	1400
6301	12	0.4724	37	1.4567	12	0.4724	0.039	0.656	1.220	0.13	990	1680
6302	15	0.5906	42	1.6535	13	0.5118	0.039	0.781	1.417	0.18	1200	1980
6303	17	0.6593	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.875	1.614	0.25	1460	2360
6304	20	0.7874	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.016	1.772	0.32	1730	2760
6305	25	0.9843	62	2.4409	17	0.6693	0.039	1.220	2.165	0.52	2370	3550
6306	30	1.1811	72	2.8346	19	0.7480	0.039	1.469	2.559	0.76	3150	4600
6307	35	1.3780	80	3.1496	21	0.8268	0.059	1.688	2.795	1.01	4050	5800
6308	40	1.5748	90	3.5433	23	0.9055	0.059	1.929	3.189	1.40	5050	7050
6309	45	1.7717	100	3.9370	25	0.9843	0.059	2.126	3.583	1.84	6800	9150
6310	50	1.9685	110	4.3307	27	1.0630	0.079	2.362	3.937	2.42	8100	10 700
6311	55	2.1654	120	4.7244	29	1.1417	0.079	2.559	4.331	2.98	9450	12 300
6312	60	2.3622	130	5.1181	31	1.2205	0.079	2.835	4.646	3.75	11 000	14 100
6313	65	2.5591	140	5.5118	33	1.2992	0.079	3.031	5.039	4.63	12 600	16 000
6314	70	2.7559	150	5.9055	35	1.3780	0.079	3.228	5.433	5.51	14 400	18 000
6315	75	2.9528	160	6.2992	37	1.4567	0.079	3.425	5.827	6.51	16 300	19 600

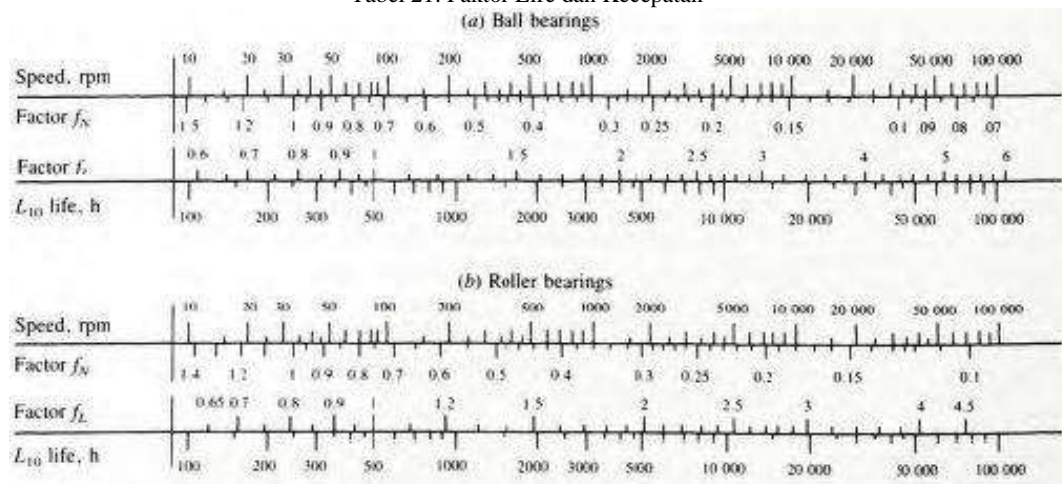
Tabel 18. (Lanjutan)

B. Series 6300, continued												
Bearing number	Nominal bearing dimensions						r^s	Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_0	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B			Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in				in	in	lb
6316	80	3.1496	170	6.6929	39	1.5354	0.079	3.622	6.220	7.93	18 300	21 300
6317	85	3.3465	180	7.0866	41	1.6142	0.098	3.898	6.535	9.37	20 400	22 900
6318	90	3.5433	190	7.4803	43	1.6929	0.098	4.094	6.929	10.8	22 500	24 700
6319	95	3.7402	200	7.8740	45	1.7717	0.098	4.291	7.323	12.5	24 900	26 400
6320	100	3.9370	215	8.4646	47	1.8504	0.098	4.488	7.913	15.3	29 800	30 000
6321	105	4.1339	225	8.8583	49	1.9291	0.098	4.685	8.307	17.9	32 500	31 700
6322	110	4.3307	240	9.4488	50	1.9685	0.098	4.882	8.898	21.0	38 000	35 500
6324	120	4.7244	260	10.2362	55	2.1654	0.098	5.276	9.685	27.6	38 500	36 000
6326	130	5.1181	280	11.0236	58	2.2855	0.118	5.827	10.315	40.8	44 200	39 200
6328	140	5.5118	300	11.8110	62	2.4409	0.118	6.220	11.102	48.5	51 000	43 500
6330	150	5.9055	320	12.5984	65	2.5591	0.118	6.614	11.890	57.3	58 000	47 500
6332	160	6.2992	340	13.3858	68	2.5772	0.118	7.008	12.677	58	58 500	48 000
6334	170	6.6929	360	14.1732	72	2.8346	0.118	7.402	13.465	84	73 500	56 500
6336	180	7.0866	380	14.9606	75	2.9528	0.118	7.795	14.252	98	84 000	61 500
6338	190	7.4803	400	15.7480	78	3.0709	0.157	8.346	14.882	112	84 000	61 500
6340	200	7.8740	420	16.5354	80	3.1496	0.157	8.740	15.669	127	91 500	65 500

Tabel 20. Desain Life

Application	Design life L_{10} , h
Domestic appliances	1000–2000
Aircraft engines	1000–4000
Automotive	1500–5000
Agricultural equipment	3000–6000
Elevators, industrial fans, multipurpose gearing	8000–15 000
Electric motors, industrial blowers, general industrial machines	20 000–30 000
Pumps and compressors	40 000–60 000
Critical equipment in continuous, 24-h operation	100 000–200 000

Tabel 21. Faktor Life dan Kecepatan



BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kabupaten Banyuwangi, Provinsi Jawa Timur pada tanggal 04 April 1996 dengan nama David Mahendra Putra. Yang mana merupakan putra pertama dari pasangan Eko Budi Sarwono dan Umi Kariyani. Penulis mulai menempuh jenjang sekolah di SD Negeri 2 Jajag, Banyuwangi (2002 – 2008), SMP Negeri 1 Cluring, Banyuwangi (2008-2011) dan SMA Negeri 1 Glagah, Banyuwangi (2011-2014). Lulus dari SMA, penulis melanjutkan pendidikan di Departemen Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang mana diterima melalui jalur SNMPTN pada tahun 2014. Selama menjalani perkuliahan, penulis aktif mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi. Organisasi yang diikuti adalah ITS Marine Solar Boat Team ITS sebagai body technician dan member tugas akhir Marine Manufacturing and Design Laboratory, DTSP ITS selama 2 tahun. Kegiatan yang pernah diikuti antara lain lomba kapal cepat bertenaga surya Dutch Solar Challenge 2016 sebagai driver dan body technician kapal dimulai dari Amsterdam hingga Leeuwarden-Belanda, mengikuti kegiatan Marine Icon 2017 sebagai panita Eco Solar Boat, mengikuti PKM KC hingga lolos tahap PKM yang didanai pada semester 4, melaksanakan kerja praktek di PT Dumas Tanjung Perak Shipyards dan PT PJB UP Gresik. Serta penulis pernah mendapatkan beasiswa American Bureau of Shipping (ABS) dan beasiswa Peningkatan Prestasi Akademik (PPA).